



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZKUŠEBNÍ STANOVISŤE PRO MĚŘENÍ HLUKU A VIBRACÍ TURBODMYCHADEL

TURBOCHARGER TEST STAND

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. MAREK MELICHAR

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. DAVID SVÍDA, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Marek Melichar

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Zkušební stanoviště pro měření hluku a vibrací turbodmychadel

v anglickém jazyce:

Turbocharger Test Stand

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte konstrukční návrh zkušebního stanoviště pro zkoušení hluku a vibrací turbodmychadel.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte dostupnou rešerši zkušebních stanovišť pro zkoušení turbodmychadel.
2. Proveďte konstrukční návrh stanoviště.
3. Navrhněte metodiku měření hluku a vibrací na navrženém stanovišti.
4. Proveďte dostupné měření.

Seznam odborné literatury:

- [1] PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J. Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů. Brno: Nakladatelství VUT v Brně, 1991
- [2] STONE, Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition. Hampshire: Palgrave, 1999. ISBN 0-333-74013-01999.
- [3] HEISLER, Heinz. Advanced Engine Technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002. ISBN 1-56091-734-2.
- [4] Hofmann, Karel. Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory. :Přepřínování spalovacích motorů. / 2. vyd. Brno : VUT Brno, 1985. 134 s.

Vedoucí diplomové práce: Ing. David Svída, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 18.11.2014

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá výrobou zkušební stanice pro testování vibrací a hluku turbodmychadel. Teoretická část práce obsahuje shrnutí informací o konstrukci turbodmychadel a základních typech testů, kterým jsou podrobovány. Z důvodu zaměření práce na testování vibrací a hluku, jsou dvě kapitoly teoretické části věnovány shrnutí základních poznatků těchto témat. V praktické části práce je popsán postup vývoje návrhu testovací lavice, včetně ukázky výsledků modální analýzy, pomocí které byla konstrukce optimalizována. Závěrečná část práce se věnuje vývoji softwaru pro zpracování dat, která se na testovací lavici měří.

KLÍČOVÁ SLOVA

Turbodmychadlo, testování, vibrace, hluk, teplota

ABSTRACT

This master's thesis contains information about a construction of a turbocharger test stand, which is specialized in vibrations and noise testing. In the theoretical part, there are information about parts of turbochargers and basic division of the tests, which are practiced on them. Because of a specialization in testing of noise and vibrations, there are also chapters about these themes. In the practical part of this master's thesis, there is a description of the development of the turbocharger test stand I designed. There is also an example of the results of the modal analyses, which were used to improve the construction of the test stand. At the end of this thesis, there is a description of the software, which is used to read and process the data from measuring the components.

KEYWORDS

Turbocharger, testing, vibrations, noise, temperature



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MELICHAR, M. Zkušební stanoviště pro měření hluku a vibrací turbodmychadel. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 58 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Davida Svídy, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 29. května 2015

.....

Bc. Marek Melichar



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Davidu Svídovi, Ph.D., za cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce. Rovněž děkuji panu Ing. Pavlu Ramíkovi, za rady při zpracování modální analýzy.



OBSAH

Úvod	10
1 Princip přepřínování	11
1.1 Pracovní oběhy	12
2 Konstrukce turbodmychadla	14
2.1 Turbínová část	14
2.2 Kompresorová část	15
2.3 Ložisková skříň	15
2.4 Regulační členy	16
2.4.1 Obtokový ventil	16
2.4.2 Změna geometrie	17
2.4.3 Upouštění vzduchu za kompresorem	19
2.5 Chlazení	20
3 Testování	21
3.1 Závady turbodmychadel	22
3.2 Test bezpečnosti	24
3.3 LCF test	24
3.4 Test dynamiky rotorů	24
3.5 Start-stop test	25
3.6 Vytrvalostní test	26
3.7 Testovací stanice společnosti Kratzer Automation	27
4 Vibrace	29
4.1 Volné kmitání	29
4.1.1 Energie oscilátoru	30
4.2 Tlumené kmitání	30
4.2.1 Výchylka kmitů	31
4.3 Vynucené kmitání	33
4.4 Rezonance	33
4.5 Druhy vibrací	35
4.5.1 Náhodné stacionární vibrace	35
4.5.2 Náhodné nestacionární vibrace	35
4.5.3 Mechanický ráz	36
4.6 Měření vibrací	36
4.7 Mechanické snímače	37
4.8 Bezkontaktní snímače	38



4.9	Laserové interferenční snímače.....	38
5	hluk	39
5.1	Mikrofonní pole.....	40
6	Návrh stanice	42
6.1	Modální analýza	49
6.2	Použitá měřicí technika	50
6.3	System pro zpracování dat	51
	Závěr	52
	Seznam použitých veličin.....	56
	Indexy	57
	Seznam příloh	58



ÚVOD

Testování turbodmychadel je velice důležitý obor, zejména pro získání podkladů pro vývoj nových technologií přeplňování a úprav stávajících konstrukcí. Po provedení softwarových simulací a analýz turbodmychadel je nutné provést i skutečné testy, aby bylo možné tyto data porovnat a zkontrolovat správnost a přesnost použitého softwaru. Dalším cílem testování je získání dat pro výběr správného turbodmychadla pro konkrétní motor. Měřením potřebných hodnot lze získat výkonnostní charakteristiky, tzv. mapy turbodmychadel. Pomocí těch se poté určuje vhodnost daného turbodmychadla pro konkrétní motor. Při mapování turbodmychadel se měří teplota a tlak vzduchu na sání a výfuku kompresorového kola, teplota a tlak spalín na vstupu a výstupu z turbínové skříně a otáčky rotoru. Turbodmychadla se rovněž testují k určení životnosti jeho jednotlivých komponent. Součástí této práce je podrobný popis jednotlivých testů. Ty jsou často destruktivní a velice finančně náročné. Pro správnou funkci přeplňování jsou však nezbytné. Správná funkce turbodmychadel je důležitá mimo jiné i kvůli zachování životnosti celého motoru. Porucha kompresorového kola může způsobit průnik jeho částí do spalovacího prostoru motoru. Následkem toho je většinou poškození pístu, hlavy válce a sacích a výfukových ventilů. Takové poškození vyžaduje nákladnou generální opravu.

Jedním z cílů této práce je shrnutí základních poznatků o přeplňování a návržení konstrukce měřicí stanice pro testování turbodmychadel. Z důvodu požadavku na možnost měření hluku turbodmychadla se má stanice nacházet v bezdozvukové komoře. Podlaha komory je uložena na silentblocích, aby došlo k utlumení nežádoucích vibrací, které mohou být generovány turbodmychadlem. Kvůli těmto vibracím musí být konstrukce pro uchycení turbodmychadla a měřících komponent vhodně navržena. Vhodnost konstrukce lze posoudit pomocí modální analýzy, která určí vlastní frekvence sestavy a tvary jednotlivých deformací. Výfukové plyny budou z důvodu eliminace rušivých zvuků přiváděny ze spalovacího motoru, který je umístěn mimo bezdozvukovou komoru. Pro snadné odečítání hodnot, které se budou měřit na testovací stanici, bude vytvořen vhodný software. K tomuto účelu bude sloužit grafické programovatelné prostředí programu LabVIEW. Pomocí tohoto programu, od společnosti National Instruments, bude vytvořen systém, který naměřená data převede do vhodného formátu, aby bylo umožněno přehledné odečítání hodnot v jednotkách SI.



1 PRINCIP PŘEPLŇOVÁNÍ

Účelem přeplňování je zlepšení spalovacího procesu a snížení emisí škodlivých plynů. Toho lze docílit zvýšením hustoty pracovního média. Při zvyšování hustoty dochází zároveň k nežádanému jevu, jímž je zvýšení teploty. Následující rovnice popisují závislost výkonu spalovacího motoru na hustotě a teplotě pracovního média. [1]

Mezi základní veličiny pro výpočet výkonu patří dodané teplo Q_P a účinnost přeměny tepla na mechanickou práci η_e . Výkon je roven jejich součinu [2]

$$P_e = Q_P \eta_e = H_u \dot{m}_p \eta_e. \quad (1)$$

Dodané teplo Q_P lze vyjádřit jako součin spodní výhřevnosti paliva H_u a hmotnostního průtoku paliva \dot{m}_p . Pro spálení paliva je nutné přivést do spalovacího prostoru úměrnou hmotnost vzduchu [2]

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{m}_v}{\lambda L_t}. \quad (2)$$

Symbol λ značí součinitele přebytku vzduchu a L_t teoreticky potřebné množství vzduchu pro spálení 1 kg paliva. Hmotnostní průtok vzduchu lze vyjádřit rovnicí [2]

$$\dot{m}_v = V_z \frac{n_m}{60i} \rho_v \eta_{pl} \frac{\varepsilon + (\alpha - 1)}{\varepsilon - 1}, \quad (3)$$

kde V_z je zdvihový objem spalovacího prostoru, n_m mechanická účinnost, ρ_v hustota nasávaného vzduchu, η_{pl} účinnost plnění, ε kompresní poměr, i otáčky motoru a symbol α značí stupeň vypláchnutí motoru. Dosazením do rovnice (1) vyjádříme závislost výkonu na hustotě nasávaného vzduchu [2]

$$P_e = V_z \frac{n_m}{60i} \frac{H_u}{\lambda L_t} \rho_v \eta_{pl} \eta_e \frac{\varepsilon + (\alpha - 1)}{\varepsilon - 1}. \quad (4)$$

Zvýšení výkonu tedy lze dosáhnout zvýšením hustoty nasávaného vzduchu. Ta je závislá na tlaku p_s , teplotě T_s a měrné plynové konstantě vzduchu r_s [2]

$$\rho_v = \frac{p_s}{r_s T_s}. \quad (5)$$

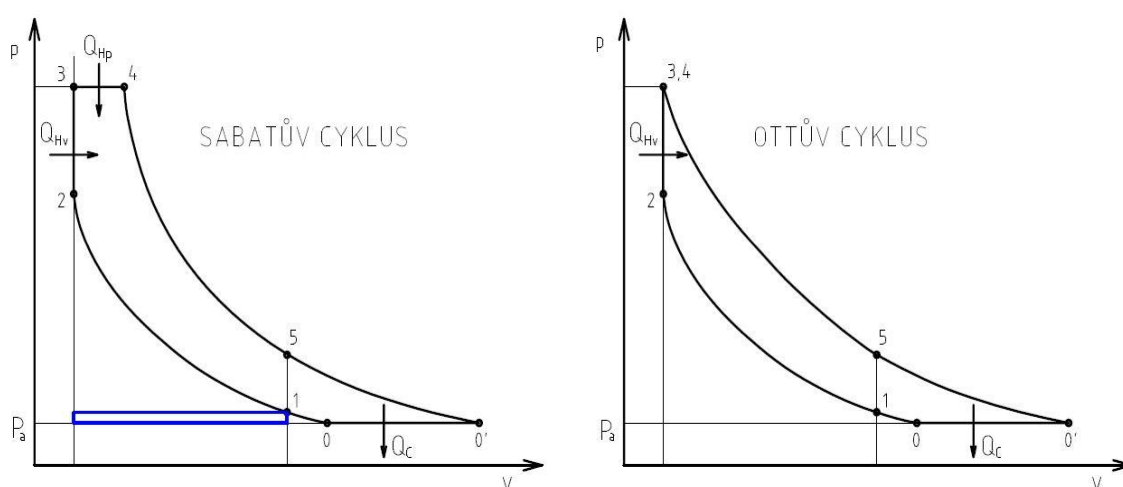
Při přeplňování je tedy nezbytné stlačený vzduch zároveň chladit. To probíhá v mezichladiči stlačeného vzduchu, který se umísťuje za komponentu určenou pro stlačení vzduchu. Samotné přeplňování může být realizováno například pomocí turbodmychadla, které využívá energii výfukových plynů. To je v současnosti nejpoužívanější metoda pro přeplňování spalovacích motorů v automobilním průmyslu. Další možnosti jsou například využití kompresoru poháněného z klikové hřídele, nebo přeplňování pomocí tlakové vlny v sání, tzv. pulzní přeplňování. [2], [3]



1.1 PRACOVNÍ OBĚHY

Vliv přeplňování spalovacích motorů je dobře zřejmý z jejich pracovních oběhů. Přeplňování pomocí turbodmychadla můžeme rozdělit na pulzní a rovnotlaké. V případě pulzního proudí výfukové plyny z válců přímo na lopatky turbíny. Ty musejí být speciálně navrženy, aby tyto pulzy vydržely. Oproti oběhu spalovacích motorů s atmosférickým sáním dochází k prodloužení expanze. Odvod tepla do atmosféry probíhá za konstantního tlaku. Tyto skutečnosti jsou zřejmé z ideálního p - V diagramu (Obr. 1). [2]

Plocha 1–5–0'–0–1 vyznačuje užitnou práci výfukových plynů. Součtem této práce s užitnou prací motoru (plocha 1–2–3–4–5–1) a užitnou prací pístu (modrá plocha) získáme celkovou užitnou práci oběhu.



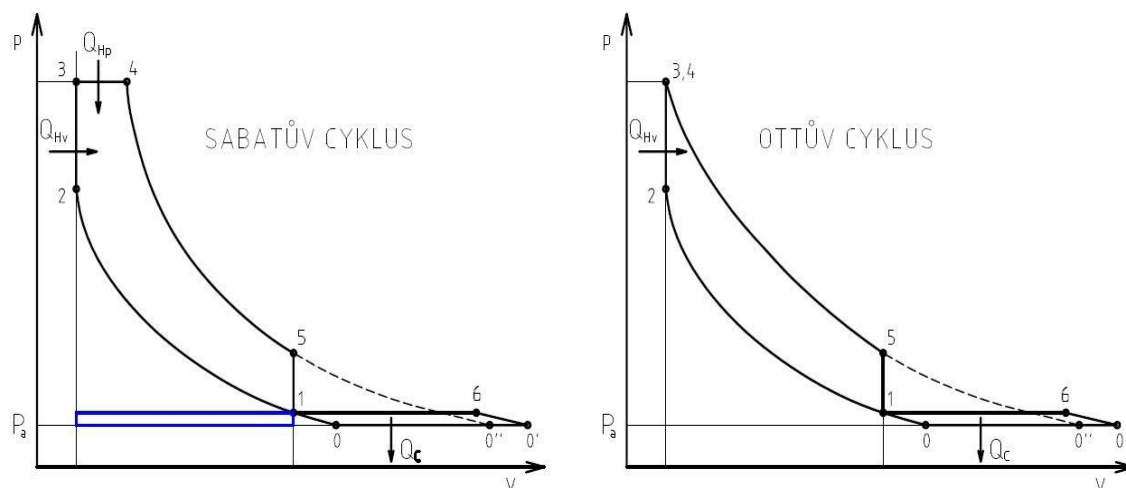
Obr. 1 Teoretický p - V diagram oběhu spalovacího motoru s prodlouženou expanzí [2]

Části pracovního cyklu:

- 0–1 stlačení v kompresoru
- 1–2 komprese ve válci
- 2–3 izochorický přívod tepla
- 3–4 izobarický přívod tepla
- 4–5 expanze ve válci
- 5–0' prodloužená expanze ve válci
- 0'–0 izobarický odvod tepla



Pro získání rovnotlaké charakteristiky se před turbínu umístí sběrné výfukové potrubí. Tam se přivedou výfukové plyny z jednotlivých válců a ty dále pokračují do turbíny za konstantního tlaku. V následujícím teoretickém diagramu (Obr. 2) jsou zobrazeny jednotlivé fáze pro rovnotlaké přeplňování. [2]



Obr. 2 Teoretický p - V diagram oběhu motoru s prodlouženou expanzí a konstantním tlakem výfukových plynů před turbínou [2]

Části pracovního cyklu:

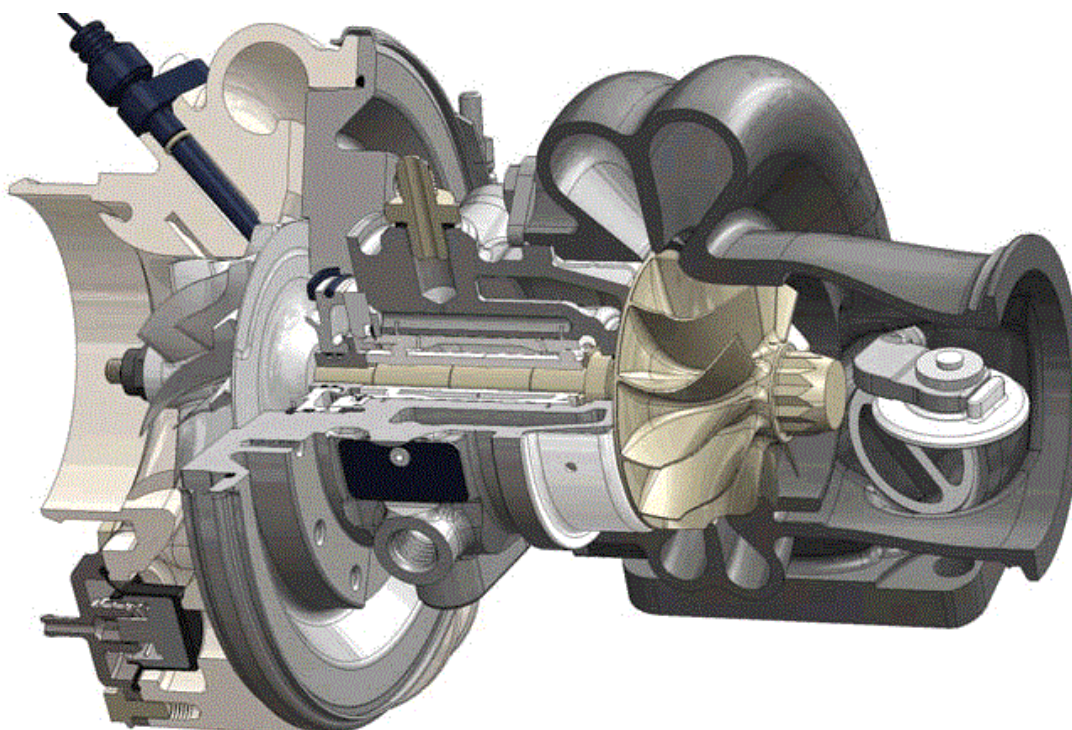
- 0–1 stlačení v kompresoru
- 1–2 komprese ve válci
- 2–3 izochorický přívod tepla
- 3–4 izobarický přívod tepla
- 4–5 expanze ve válci
- 5–1 izochorický odvod tepla
- 1–6 izobarický přívod tepla
- 6–0' expanze v turbíně
- 0'–0 izobarický odvod tepla

Průběh křivky 5–1–6 zobrazuje výfuk plynů z válců do sběrného potrubí, kde přijdeme o pulsační energii plynů. Body 3 a 4 u Ottova cyklu jsou totožné, protože v tomto případě dochází k přívodu tepla za konstantního objemu. [2]



2 KONSTRUKCE TURBODMYCHADLA

Pro zjednodušení můžeme turbodmychadlo rozdělit na tři části. Turbínovou, kompresorovou a ložiskovou. Různá turbodmychadla se liší velikostí, geometrií, designem a přídatnými komponenty. Základní části jsou ale vždy stejné. Konstrukce konkrétního turbodmychadla je závislá na několika faktorech. Mezi nimi je například způsob jeho využití. Je důležité předem znát, jaký bude požadovaný hmotnostní tok turbodmychadlem, aby bylo do spalovacího prostoru motoru dopraveno dostatečné množství vzduchu. To je řízeno řídicí jednotkou motoru. Zároveň je potřeba znát požadovaný maximální tlak, který má kompresor vyvinout. Tomuto tlaku musí být přizpůsobené ostatní komponenty, aby nešlo k mechanické poruše. Dalším faktorem je způsob aplikace konkrétního typu turbodmychadla z důvodu přizpůsobení výroby a použití materiálů. Pro velkosériové výroby je samozřejmostí použití co nejjednodušších materiálů, s ohledem na živostnost a co nejjednodušší výroba, pro snížení nákladů. [4]



Obr. 3 Řez turbodmychadlem BorgWarner [5]

2.1 TURBÍNOVÁ ČÁST

Turbína a turbínová skříň se nachází na pravé části obrázku Obr. 3. V tomto prostoru dochází k přenosu části kinetické energie z výfukových plynů na mechanickou práci. K tomu slouží nejčastěji radiální turbínové kolo. Výfukové plyny do něj vstupují radiálně a axiálním směrem pokračují dále do výfukového potrubí. Axiální přívod spalin se používá pro větší průměry turbínových kol ($D > 150 \text{ mm}$). Důvodem je snížení hmotnosti takto velkých komponent. Celá tato soustava bývá nejčastěji uložena v kluzných ložiscích. Turbínová skříň má spirálovitý tvar a je opatřena rozváděcím ústrojím, kterým mohou být například lopatky. Ty mívají u současných turbodmychadel variabilní geometrii, pro zlepšení funkce při různých otáčkách motoru. Dále se v turbínové skříni může nacházet waste-gate ventil. Ten při přebytečném tlaku spalin před turbínou přepouští tyto plyny do výfukového potrubí. Další typy regulace



jsou detailněji popsány v kapitole 2.4. Teploty v turbínové části turbodmychadla mohou při zatíženém motoru dosahovat hodnot 600 až 1000 °C. Proto jsou turbíny nejčastěji vyráběny ze slitin na bázi niklu, které jsou odolné vysokým teplotám. [1], [4]

2.2 KOMPRESOROVÁ ČÁST

Kompresorová skříň je zobrazena v levé části obrázku Obr. 3. V této části se nachází kompresorové kolo, které je poháněno kolem turbínovým. Díky tomu axiálním směrem nasává vzduch o atmosférickém tlaku a ve směru radiálním ho urychluje do difuzoru. To je část kompresorové skříně, kde se snižuje rychlost a zároveň zvyšuje tlak vzduchu. Tím dochází k nežádanému ohřevu vzduchu. Proto musí být následně ochlazen v mezichladiči stlačeného vzduchu, tzv. intercooleru. Tento název je zavádějící, protože chladič se nachází až za turbodmychadlem. Dochoval se z historických motorů letadel, kde byl vzduch chlazen mezi jednotlivými stupni přeplňování. Kompresorová skříň má spirálovitý tvar, ale na rozdíl od skříně turbínové se ke středu rozšiřuje. Nejčastěji používaným materiálem bývá tvárná litina, popřípadě hliníkové slitiny. [1], [4]

2.3 LOŽISKOVÁ SKŘÍŇ

Turbínové kolo je stejně jako kolo kompresorové nejčastěji uloženo v kluzných ložiscích. Ta se nacházejí v ložiskové skříni, která je ve středu turbodmychadla. Zde dochází k velkému tepelnému namáhání, a proto je tato skříň chlazená olejem z centrálního okruhu, popřípadě chladicí kapalinou. Podrobnější popis problematiky chlazení této části se nachází v kapitole 2.5. V případě, kdy je hřídel uložena v kluzných ložiscích, musí být na straně kompresorového kola rovněž axiální ložisko, pro zachycení axiálních sil od proudících plynů. Na obrázku Obr. 4 je zobrazeno kompresorové a turbínové kolo na společné hřídeli, která je uložena na dvou kluzných ložiscích. [4]



Obr. 4 Kompresor a turbína na společné hřídeli [6]

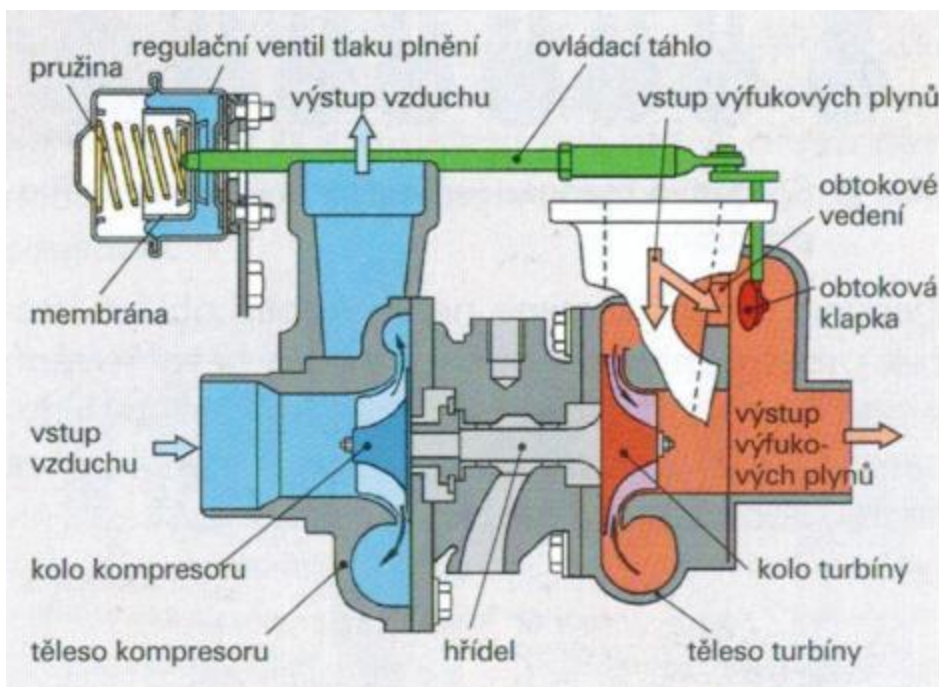
2.4 REGULAČNÍ ČLENY

Pro získání ideálního množství vzduchu, který přivádíme do motoru, je potřeba turbodmychadla regulovat. V případě, kdy bychom nekontrolovali plnicí tlak, by mohlo dojít k poškození turbodmychadla i samotného motoru. Turbodmychadlo i motor jsou konstrukčně navrženy pouze na určité hodnoty otáček a tlaku, které by mohly být během provozu překročeny. Aby k tomu nedocházelo, používají se různé druhy regulací. Patří mezi ně například regulace pomocí obtokového ventilu, změna geometrie lopatek rozváděcího kola, upouštění vzduchu za kompresorem, nebo změna průtočného průřezu turbíny. [4]

2.4.1 OBTOKOVÝ VENTIL

Regulaci turbodmychadla může zajišťovat obtokový ventil, neboli *Wastegate*. Tento způsob regulace se využívá u zážehových i vznětových motorů. Princip spočívá ve snížení tlaku před turbínovým kolem, což je způsobeno upouštěním části plynu za turbínu právě tímto ventilem.

Ovládání obtokového ventilu bývá často pneumatické. V tomto případě je samotný ventil ovládán pomocí přetlaku, nebo podtlaku. Na skříní kompresoru se nachází aktuátor, na který se přivádí tlak vzduchu ze sání. V aktuátoru se nachází dva objemy oddělené pružnou membránou, která je spojena s pružinou a ovládací tyčí ventilu. Při přivedení dostatečného přetlaku/podtlaku do první komory, dojde k pohybu membrány a tím otevření/uzavření obtokového ventilu. U zážehových motorů je přetlak do aktuátoru přiváděn z prostoru mezi škrticí klapkou a výstupem z kompresoru. U motorů vznětových se pak můžeme setkat s ovládáním ventilu pomocí podtlaku z vývěvy, z důvodu absence škrticí klapky. Nevýhodou podtlakového ovládání je náchylnost k netěsnosti soustavy. [4]



Obr. 5 Popis turbodmychadla s pneumaticky ovládanou regulací [7]



Další možností pro ovládání obtokového ventilu je využití hydrauliky. V tomto případě se k membráně místo vzduchu přivádí tlakový olej z motoru. Do druhé komory je přiveden atmosférický tlak vzduchu. Ovládání ventilu je tedy způsobeno změnou atmosférického tlaku, nebo změnou tlaku oleje. Tento způsob ovládání se používá v leteckém průmyslu, kde dochází k velkým změnám atmosférického tlaku. Pro automobilový průmysl je tento způsob nevhodný. Moderní způsob ovládání již zahrnuje elektroniku. Řídící jednotka snímá signály ze snímačů tlaku a pomocí servomotoru pomáhá pneumatickému, nebo hydraulickému systému rychleji a přesněji ovládat ventil. [4]

U závodních motorů se můžeme setkat s externím wastegatem (Obr. 6). Ten není umístěn přímo v tělese turbodmychadla a nemá ovládací tyč. Membrána a pružina jsou spojeny přímo s obtokovým ventilem. Funkce je ale stejná, jako u ventilu interního. Výhodou je možnost chlazení kapalinou. [8]



Obr. 6 Externí wastegate [8]

2.4.2 ZMĚNA GEOMETRIE

Změny geometrie lze dosáhnout natáčením rozváděcích lopatek (Obr. 7). Tento způsob regulace turbodmychadel je velice rozšířený zejména u vznětových motorů a označuje se zkratkou VNT. U motorů zážehových je tato technologie z důvodu vyšších teplot spalin používána jen výjimečně. Samotná regulace probíhá natáčením lopatek rozváděcího kola. Při nízkých otáčkách motoru, tedy i nízkém tlaku spalin jsou lopatky téměř uzavřené. Díky tomu se zvyšuje rychlost proudění spalin a turbína dosahuje vysokých otáček. Při zvyšování tlaku spalin se lopatky postupně rozevírají a tím zajišťují téměř konstantní rychlost toku plynů. Při plném zatížení jsou lopatky zcela otevřeny a nedochází tak ke zrychlování proudu spalin. Díky tomu lze dosáhnout mnoha příznivých změn. Patří mezi ně například zvýšení točivého momentu při nízkých otáčkách, snížení reakční doby při náhlé akceleraci, snížení škodlivých emisí motoru a hlavně ochrana turbodmychadla proti dosažení příliš vysokých otáček. Vlivem dlouhodobého využívání přeplňovaného motoru, s tímto typem regulace, v nízkých otáčkách, může dojít k zanášení natáčecích lopatek. Tomu se u posledních generací turbodmychadel s VNT zabráňuje preventivním otevřením a uzavřením lopatek v době, kdy motor není pod zátěží. Například ihned po startu. [1], [4]

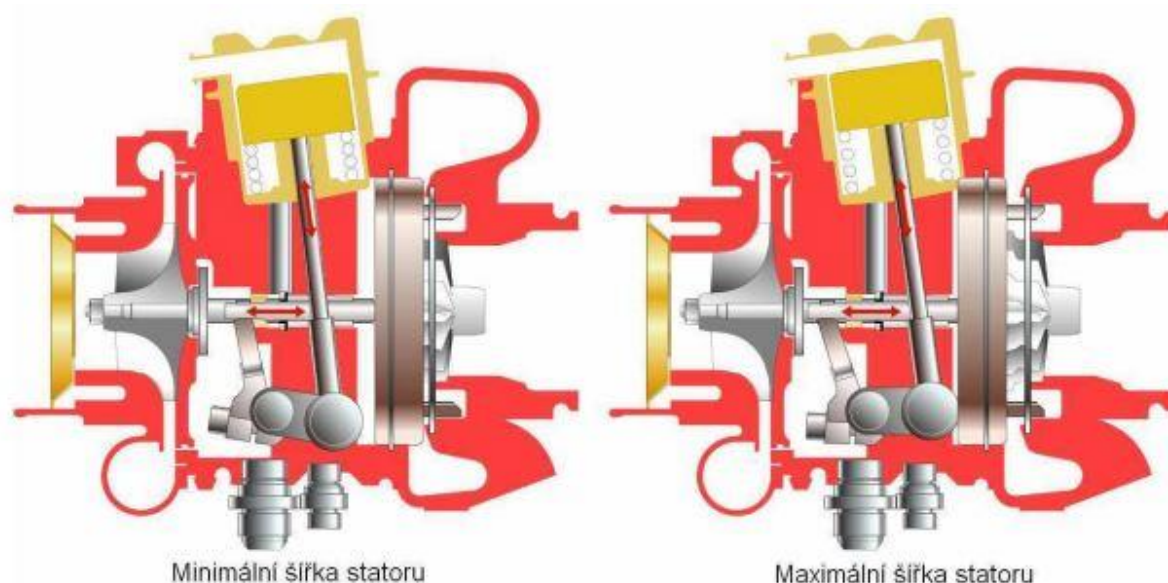


Stejně jako u ovládání obtokového ventilu, se variabilní lopatky ovládají pomocí pneumatických aktuátorů, případně pomocí elektroniky. U starších typů aktuátorů snímače polohy měřily pouze hodnoty 0 a 1, neboli uzavřeno a otevřeno. Současné snímače jsou schopny získávat informace o průběžné poloze zdvihu membrány a díky tomu je regulace velice přesná.



Obr. 7 Rozváděcí lopatky honeywell VNT [9]

Změna natočení rozváděcích lopatek ale není jediným způsobem, jak regulovat turbodmychadla za využití změny geometrie jeho součástí. U velkých vznětových motorů, aplikovaných nejčastěji na nákladní automobily, nebo stavební stroje, se můžeme setkat s regulací pomocí změny průtočného průřezu turbíny axiálně posuvným rozváděcím kolem s lopatkami (Obr. 8). Tyto lopatky jsou již oproti předchozí metodě nepohyblivé a stále tak vytváří ideální náběh proudu na oběžné kolo. Axiálním posuvem rozváděcího kola se mění vstupní šířka a tím i průtočná plocha. [1], [4]



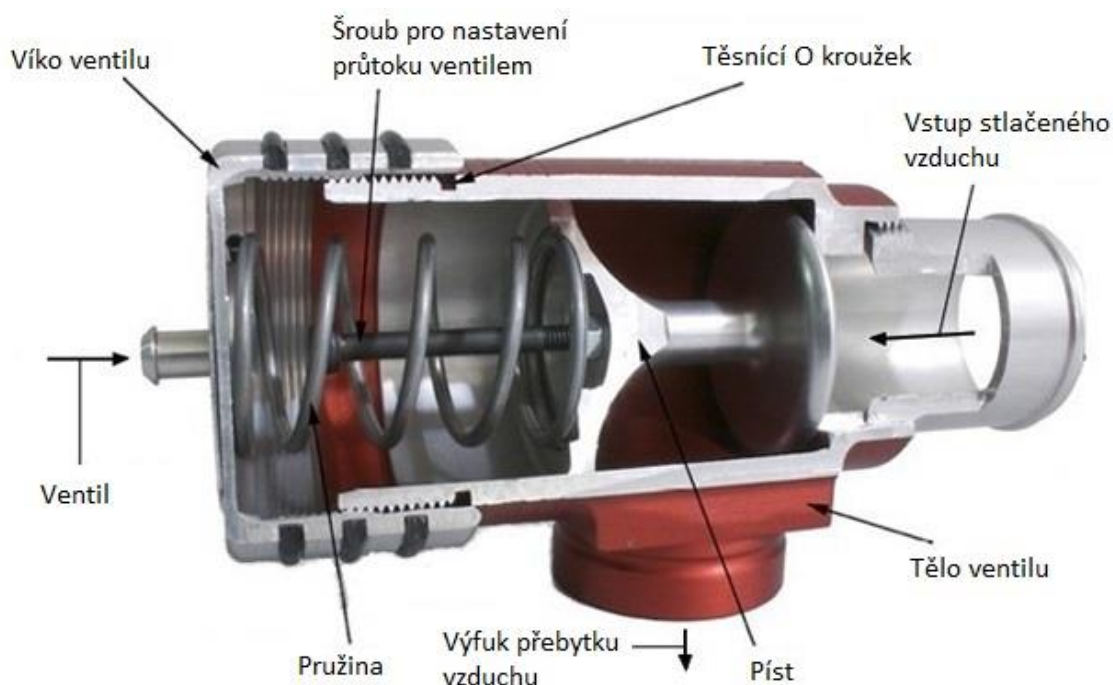
Obr. 8 Změna šířky statoru turbodmychadla [10]

Změny geometrie, a tím i regulace turbodmychadla, může být dosaženo také natáčením řídicí směrové klapky. Jejím pohybem dochází, stejně jakou u předchozí metody, ke změně průtočného průřezu a tím i změně rychlosti proudění vzduchu. [10]

2.4.3 UPOUŠTĚNÍ VZDUCHU ZA KOMPRESOREM

Pro součást, která slouží pro tento typ regulace, se používá anglický název *blow off* ventil. Jeho jednotlivé části jsou popsány na obrázku Obr. 9. Jak již název napovídá, princip této metody regulace spočívá jednoduše v upouštění již stlačeného vzduchu zpět před kompresor, případně do atmosféry. To je vhodné v případě, kdy během akcelerace řidič ubere plyn, například z důvodu přerazení na vyšší rychlostní stupeň. V tomto okamžiku se turbodmychadlo stále točí díky setrvačnosti, ale plyny nemohou pokračovat potrubím, z důvodu uzavřené škrtkové klapky. Je tedy zřejmé, že *blow off* ventil má smysl pouze u motorů, které jsou ovládány škrtkovou klapkou. Následuje ohřev plynů a působení tlaku proti směru otáčení turbodmychadla. Tím se jeho rychlost otáčení sníží a při další akceleraci lze pozorovat časovou prodlevu způsobenou ztrátou této rychlosti. Eliminace prodlevy zrychlení je realizována právě odpuštěním vzduchu mezi kompresorovým kolem a škrtkovou klapkou. Některé typy *blow off* ventilů je možné regulovat. To probíhá jednoduše změnou předpětí ovládací pružiny. Díky tomu lze jeden typ ventilu přizpůsobit pro různá turbodmychadla. [4]

Nevýhodou tohoto typu regulace je skutečnost, že přicházíme o stlačený vzduch, tedy zároveň o vynaloženou energii a snižujeme tím účinnost celého systému. Další nevýhodou je skutečnost, že řídicí jednotka motoru nemá informaci o množství odpuštěného vzduchu a dochází tak ke krátkodobému obohacení směsi. To má za následek zvýšení škodlivých emisí motoru. [4]

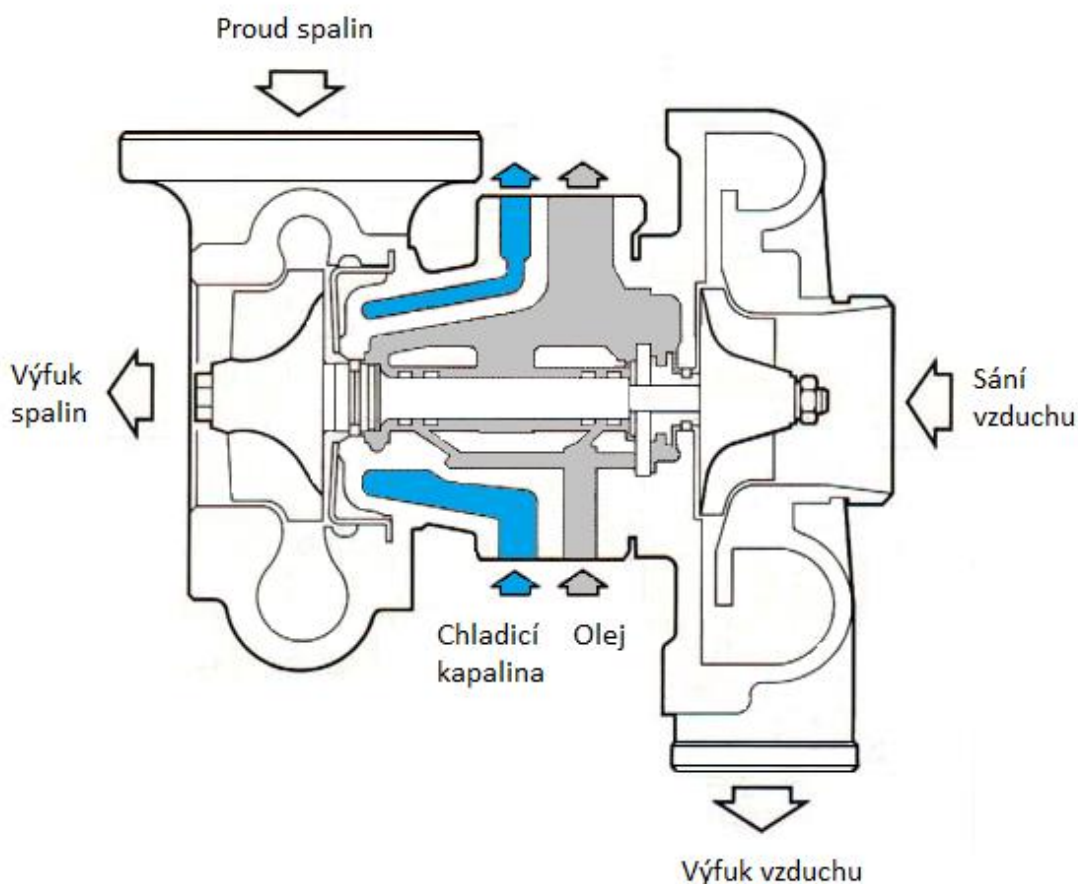


Obr. 9 Řez *blow-off* ventilem [11]

2.5 CHLAZENÍ

Z důvodu velkého tepelného namáhání musí být turbodmychadlo vždy chlazené. Vysoké teploty jsou nebezpečné zejména pro ložiska rotorů. V těchto místech by teplota neměla překročit hodnotu 250 °C, z důvodu karbonizace oleje a následného zadírání ložisek. Citlivé na teplotu jsou i ostatní komponenty, na kterých hrozí vznik tepelných pnutí a následně jejich poškození. [1]

U méně namáhaných ložisek je dostačující chlazení tlakovým olejem. Ten je přiváděn z centrálního oběhu motoru. Zde je důležitá vysoká rychlost proudícího oleje, aby nedocházelo k jeho přehřívání a karbonizaci. Nevýhodou tohoto způsobu chlazení je efektivnost po vypnutí motoru. Po vypnutí olejového čerpadla olej stále setrvačností a gravitačním spádem cirkuluje, ale jeho rychlost není dostatečná pro chlazení turbodmychadla, pokud bylo před vypnutím motoru zatěžováno. Tento problém řeší chlazení chladicí kapalinou, která má z hlediska odvodu tepla lepší fyzikální vlastnosti, než olej. Účinněji odvádí teplo z ložiskové skříně i díky vyšší průtokové rychlosti, než je v případě oleje. U tohoto způsobu chlazení je kladen velký důraz na dostatečné utěsnění celého systému. [1]

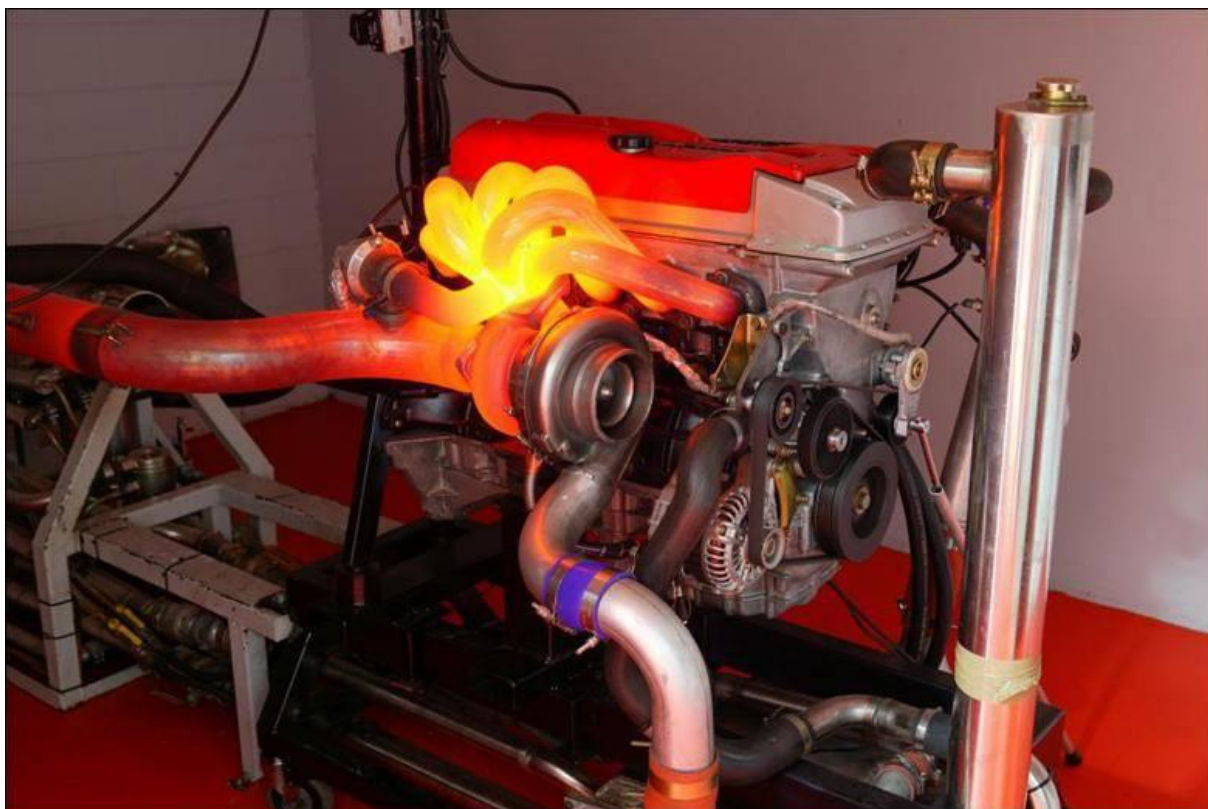


Obr. 10 Kanály chlazení turbodmychadla [12]



3 TESTOVÁNÍ

Turbodmychadlo je v provozu velice zatěžované, zejména tepelně. Je tedy nezbytné, aby bylo testované, zda pro různé typy namáhání splňuje požadované podmínky. V ideálním případě je životnost turbodmychadla stejná, jako životnost celého motoru. Při testování se zkouší jeho jednotlivé komponenty zvlášť a poté všechny dohromady, jako jeden celek. Součástí testování je také zjištění fyzikálních vlastností turbodmychadla, jako je například moment setrvačnosti rotoru, nebo charakteristika účinnosti. Testování celého turbodmychadla probíhá na testovacích stanicích, kde jsou výfukové plyny generovány kompresorem, který je poháněn elektromotorem, nebo je zdrojem plynů přímo daný spalovací motor. [1]



Obr. 11 Turbodmychadlo v provozu [13]

V případě, kdy je zdrojem stlačených plynů kompresor poháněný elektromotorem, se jedná o tzv. Gas stand. Na tomto zařízení můžeme simulovat proud spalín jdoucích ze spalovacího prostoru motoru. Výhodou je, že stačí daný motor otestovat pouze jednou a poté ho lze pomocí naměřených dat již pouze simulovat. Odpadá tak nákladná položka pořízení, údržby a provozu spalovacího motoru. Zároveň je díky velké spolehlivosti těchto zařízení jistota stabilního testování a odpadá případné přerušení testu z důvodu poruchy motoru. Další výhodou je velice široký operační rozsah a částečná eliminace škodlivých plynů a sazí. [14]

Gas standy jsou využívány jak pro zjišťování charakteristik turbodmychadla, tak i pro dlouhodobé testování. Při testování je důležité, aby lopatky turbíny byly poháněny opravdu proudem spalín. V případě, kdy by se na turbínu turbodmychadla přiváděl pouze stlačeným vzduch, nedocházelo by k věrné simulaci skutečných procesů. Zejména je důležité dosáhnout



vysokých teplot, které se v reálném provozu na výfuku ze spalovacího prostoru vyskytují. Toho je dosaženo pomocí nádoby z nerezové oceli, do které je přiváděn zemní plyn a vzduch. Tato směs je poté zapálena pomocí jedné, nebo více zapalovacích svíček. Díky tomuto hořáku lze regulovat teplotu spalin. Společnost Kratzer Automation, která se zabývá výrobou testovacích stanic, u svých gas standů udává možnost regulace až do teplot dosahujících 1200 °C. Testovací stanice současně reguluje hmotností průtok a tím tedy i otáčky turbodmychadla. Další funkcí gas standu je zprostředkování cirkulace oleje, případně chladicí kapaliny, pro zajištění mazání a chlazení ložisek turbodmychadla. [14]

3.1 ZÁVADY TURBODMYCHADEL

Pro předcházení závad turbodmychadel je důležité dodržovat několik pravidel. První z nich se týká startování studeného motoru. Po nastartování je vhodné po krátkou dobu nezvyšovat otáčky motoru, abychom umožnili čerpadlu motorového oleje dopravit olej ke hřídeli a ložiskům turbodmychadla ještě před tím, než začne soustava turbínového a kompresorového kola pracovat. V literatuře se udává, že je vhodné po nastartování počkat alespoň 5 s. Pokud není dostatečný čas pro zajištění hydrodynamického mazání, dochází pouze ke smíšenému, nebo meznímu mazání. To má za následek rapidní opotřebení součástí. [4]

Další kritický moment nastává při vypínání motoru. Pokud byl motor před ukončením jízdy zatěžován natolik, že mají komponenty turbodmychadla vysoké otáčky, je vhodné před vypnutím motoru umožnit snížení jejich rychlosti. Při vypnutí motoru se zastaví dodávka oleje, ale mezi ložisky a hřídelí po určitou dobu stále zůstává jeho dostatečná vrstva, která umožní zastavení rotujících částí. I přes tuto skutečnost ale hrozí, že stejně jako u předchozího případu, dojde ke smíšenému, nebo meznímu mazání. Pro zajištění, že k tomuto případu nedojde, může být použita metoda automaticky zpožděného vypínání motoru. Její funkce spočívá v tom, že i po vypnutí zapalování uživatelem vozu motor zůstane po předem určenou dobu stále běžet. Po uplynutí této doby dojde k automatickému vypnutí motoru. [4]

Nejčastější závady turbodmychadel mají následující příznaky:

- Hluk
- Nadměrná kouřivost
- Snížení výkonu motoru
- Únik oleje z turbodmychadla

Nadměrný hluk může být následkem úniku, nebo škrcení plynu/vzduchu, nebo následkem mechanické poruchy turbodmychadla. Při nadměrné kouřivosti a snížení výkonu motoru může být také problém v netěsnosti, či mechanické poruše turbodmychadla. Dalšími příčinami může být nefunkční, nebo špatně nastavená palivová pumpa, nefunkční vstřikovače paliva, špína na kompresorovém, nebo turbínovém kole, nebo únik motorového oleje do turbodmychadla. K úniku oleje z turbodmychadla nejčastěji dochází z důvodu ucpání odvětrávání klikové hřídele, blokování návratu oleje z turbodmychadla zpět do okruhu, nebo z důvodu poškození turbodmychadla a jeho následné nízké účinnosti. [4]

K poškození turbodmychadla obvykle dochází z důvodu opotřebení ložisek. Ložiska je možné preventivně kontrolovat sejmutím vstupního a výfukového potrubí z tělesa turbodmychadla. Soustavou rotačních částí by mělo být možné snadno otočit rukou. Zároveň můžeme poslouchat, zda se neozývá vrzání, či škrábání během otáčení. Pokud nalezneme závadu ložiska, nebo těsnění, je nutné nalézt příčinu této závady. Poškození kompresorového kola



může být způsobeno průnikem cizího tělesa vzduchovým filtrem do prostoru kompresorové skříně. Následkem toho je poškození hran lopatek kompresoru, případně jejich vylámání. To může způsobit zastavení celé rotační soustavy. V případě vylámání lopatek kompresorového kola rovněž hrozí, že se jejich části dostanou do spalovacího prostoru, kde může dojít k poškození hlavy motoru, pístu, ventilů, vstřikovačů a případně i svíček, jedná-li se o zážehový motor. Poškození kola turbínového bývá způsobeno kovovými předměty, které vycházejí ze spalovacího prostoru. Může se jednat o části poškozených ventilů, části pístu, pístních kroužků, nebo vstřikovačů. [4]

Pro správný chod turbodmychadla je nutné zajistit několik podmínek. Mezi ně patří například kvalita oleje, kterým je turbodmychadlo mazáno a chlazeno. Olej musí být filtrovaný a nesmí obsahovat částí větší, než 15–20 μm . Rovněž je vhodné používat pouze olej, který je doporučen od výrobce. Při použití špatného oleje může docházet k usazování uhlíku. To způsobuje zvýšení otěru součástí. Zejména těsnících kroužků. Důležitým parametrem je také zásobování turbodmychadla olejem. Minimální hodnota tlaku oleje při zatíženém motoru je přibližně 2 bary. Maximální hodnota tlaku oleje by neměla přesáhnout 4 bary. Vyšší tlak může způsobit únik oleje těsněním do prostoru turbínového a kompresorového kola. Při nečinnosti motoru by tlak neměl být nižší hodnoty, než 0,7 barů. Tato podmínka je důležitá proto, aby se do turbodmychadla po startu motoru dopravil dostatek oleje během 3 až 4 s. Dalším sledovaným parametrem je maximální plnicí tlak. Ten by měl být pravidelně kontrolován. Jeho hodnota je pro každý motor a každé turbodmychadlo jiná. V případě závodního přeplňovaného motoru Renault, se zdvihovým objemem 1,6 l, určeným pro soutěž Formule 1, je hodnota maximálního plnicího tlaku 3,5 barů. Nevhodná je pro turbodmychadlo rovněž příliš velká restrikce sání, způsobená filtrem vzduchu. Nedostatek vzduchu má za následek snížení plnicího tlaku, snížení výkonu motoru a zvýšení spotřeby paliva. Hrozí rovněž průnik oleje těsněním a tím zanášení kompresorového kola. V extrémním případě může vlivem velké restrikce vzduchu dojít i k přehřívání motoru. Přehřívání může být způsobeno také velkým protitlakem výfukového potrubí. To rovněž negativně ovlivňuje odezvu turbínového kola na rychlost proudění plynů, snižuje výkon motoru a zvyšuje spotřebu paliva. Vlivem velkého protitlaku výfukového potrubí také hrozí, že dojde k průniku výfukových plynů těsněním mezi ložisky a hřídelí. Následkem toho je kontaminace oleje a poškození komponent turbodmychadla. [4]

Hlavními úkoly testování je změření charakteristik turbodmychadla pro jeho vhodnou aplikaci, výzkum chování a stability z pohledu termomechaniky, ověření životnosti všech komponent a vyhodnocení dynamiky všech pohyblivých komponent. V následujících kapitolách je popsáno několik konkrétních typů testů. V praxi lze provést desítky různých testů a jejich kombinací v závislosti na požadavcích. I přes vysokou cenu turbodmychadel je mnoho testů destrukčních. Tyto testy musí být prováděny za přísných bezpečnostních podmínek, protože destrukce turbodmychadla je vzhledem k vysokým dosahovaným rychlostem jeho součástí velice nebezpečná.



3.2 TEST BEZPEČNOSTI

Jedním z testů je kontrola bezpečnosti při poruše kompresorového, nebo turbínového kola. Části těchto rotorů nesmí proniknout ven ze samotného těla turbodmyhadla, aby nedošlo k poškození dalších částí motoru, nebo případnému zranění člověka. Při tomto testu se sestava rotorů roztočí na takovou rychlost, kdy dojde k jejich poškození. Poté se zkoumá stav jednotlivých součástí a vyhodnocuje se, zda je bezpečnost dostatečná. Kritická rychlost pro vznik poruchy se většinou pohybuje 50 % nad maximální povolenou rychlostí pro dané turbodmyhadlo. V některých případech se před samotným testem lopatky turbodmyhadla záměrně poškozuji, aby došlo k jejich destrukci. Jedná se například o naříznutí lopatek. Z důvodu bezpečnosti se tyto testy provádějí v uzavřených komorách se silnými stěnami. Na obrázku Obr. 12 je zobrazeno kompresorové kolo, které bylo zničeno přesažením kritické rychlosti otáčení. [15]



Obr. 12 Porucha kompresorového kola [16]

3.3 LCF TEST

Dále se používá *LCF* test (*Low-Cycle Fatigue*). Jedná se opět o destrukční test kompresorového a turbínového kola. Nyní ale již nehodnotíme bezpečnost skříně turbodmyhadla, ale zatěžujeme rotory pro zjištění odolnosti vůči únavě použitých materiálů. Stejně jako u předchozího testu je potřeba vysokorychlostní testovací stanice. Na té je kompresorové, nebo turbínové kolo roztáčeno pomocí elektromotoru na požadovanou rychlost a při jejím dosažení je opět zpomaleno. Takto probíhá testovací cyklus po požadované dobu. Na základě výsledných hodnot je vytvořena *S/N* křivka a z té se určuje životnost rotorů pro každý zatěžovací cyklus. *S/N* křivka je závislost namáhání (*stress*) na počtu cyklů (*N*). [15]

3.4 TEST DYNAMIKY ROTORŮ

Při testu dynamických vlastností rotorů lze současně ověřit, zda nejsou nadměrně namáhány ložiska. Rotační pohyb turbíny je ovlivněn pulzacemi výfukových plynů a ty jsou přenášeny i na kompresorové kolo. Společně s těmito pulsy a přenosem vibrací přímo z motoru, dochází k mechanickému namáhání, které je způsobeno vibrováním celé soustavy. Velké amplitudy těchto vibrací mohou vést ke změně vůlí v ložiscích. To je pro ložiska velice nebezpečné, protože může dojít k meznímu mazání. K tomuto jevu dochází obzvláště v případě, kdy je tlak mazacího oleje příliš nízký a teplota vysoká. Při kontaktu ploch ložiska dochází k velkému



opotřebení a tím snížení jeho životnosti. Pohyb rotoru je zaznamenáván a měřen bezkontaktně, nejčastěji pomocí snímačů umístěných v sacím prostoru kompresorového kola. Zde jsou vysoké nároky na použitou techniku. Vzorkovací frekvence snímačů musí být dostatečně velká, aby bylo možné odhalit případnou nestabilitu, nebo příliš velkou amplitudu kmitání u rychle se otáčejícího rotoru. Ten může dosahovat rychlosti přibližně až 300 000 *ot/min*. Amplituda rotoru by neměla překročit 80 % maximální možné hodnoty, při které již dochází ke kritickému stavu. [15]



Obr. 13 Měření pohybu hřídele [17]

3.5 START-STOP TEST

Další metoda testování turbodmychadel simuluje vypínání motoru po zátěži. Jedná se o takzvaný *Start-stop* test. Mezi horkými výfukovými plyny na turbínovém kole a chladným vzduchem u vstupu na kompresorové kolo je velký pokles teploty, který může být přibližně až 1 000 °C. Tento teplotní rozdíl je na částech turbodmychadla, které jsou od sebe vzdáleny jen několik centimetrů. Při zapnutém motoru mazací olej prochází ložisky a zároveň chladí střed skříně. Tím zabraňuje tomu, aby v některé části nastala kritická teplota, při které by došlo ke karbonizaci oleje. Z tohoto důvodu bývá do turbodmychadla převedena také chladicí kapalina z motorového okruhu. Ta lépe odvádí teplo ze skříně díky vyšší rychlosti proudění a lepším fyzikálním vlastnostem a zároveň nehrozí karbonizace. Chlazení ložiskového pouzdra kapalinou se používá zejména u turbodmychadel zážehových motorů, z důvodu vyšších teplot výfukových plynů. Při tomto testu se vypíná motor v plné zátěži a dochází k akumulaci tepla ve středu skříně. Poté se měří teploty jednotlivých komponent. Po určitém počtu cyklů se jednotlivé komponenty kontrolují, zda nebyla překročena maximální povolená teplota a zda je množství částic zkarbonizovaného oleje v ložiscích v toleranci. [15]



3.6 VYTRVALOSTNÍ TEST

Cyklický vytrvalostní test turbodmychadla probíhá na motoru, který je po několik stovek hodin zatěžován na testovací stanici. Životnost motoru je individuální. Běžně se pohybuje kolem 1 000 h provozu. Před testem i po testu jsou jednotlivé komponenty změřeny a ohodnoceny. Poté se výsledky porovnávají a vyhodnocuje se stav opotřebení. Při tomto testu často dochází k destrukci motoru následkem extrémního namáhání. To je způsobené například zatěžováním motoru s odpojeným omezovačem otáček, či simulováním extrémních klimatických podmínek, kdy se teplota v testovací komoře rychle cyklicky mění. Na obrázku Obr. 14 je zobrazeno kompresorové kolo s ulámanými lopatkami. Konkrétně tato závada nebyla způsobena testováním, ale vniknutím cizího předmětu do prostoru rotoru během provozu turbodmychadla. [15]

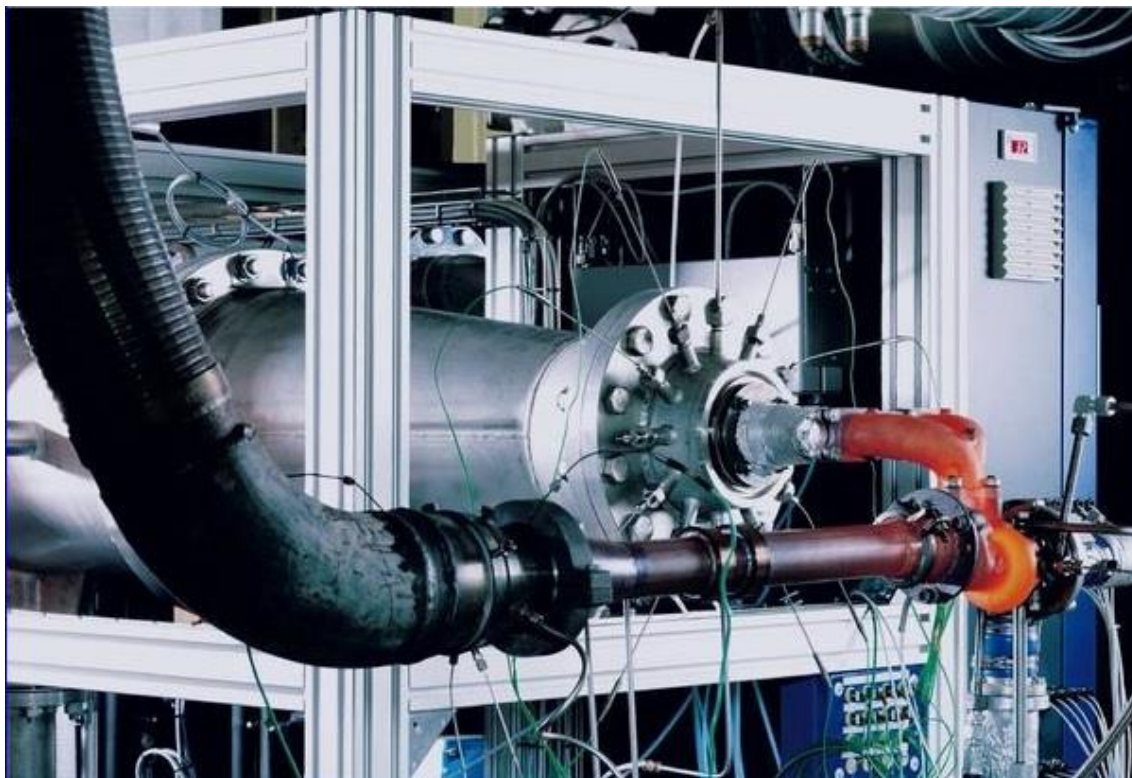


Obr. 14 Zničené kompresorové kolo [18]



3.7 TESTOVACÍ STANICE SPOLEČNOSTI KRATZER AUTOMATION

Mnichovská společnost Kratzer Automation byla založena v roce 1980 Gerhardem Kratzerem a Paulem Balzem. Původní zaměření bylo pouze na vývoj softwaru pro automatizaci testovacích strojů. Mimo jiné se podíleli na automatizaci stanovišť pro testování motorů společnostmi Shell a BMW Motorsport. Mezi dosažené úspěchy patří také spolupráce s organizací ADAC na řízení a servisu vozového parku pomocí mobilní datové komunikace. Počátkem devadesátých let se tato čistě softwarová firma začala zabývat i vývojem vlastních testovacích zařízení. [19]



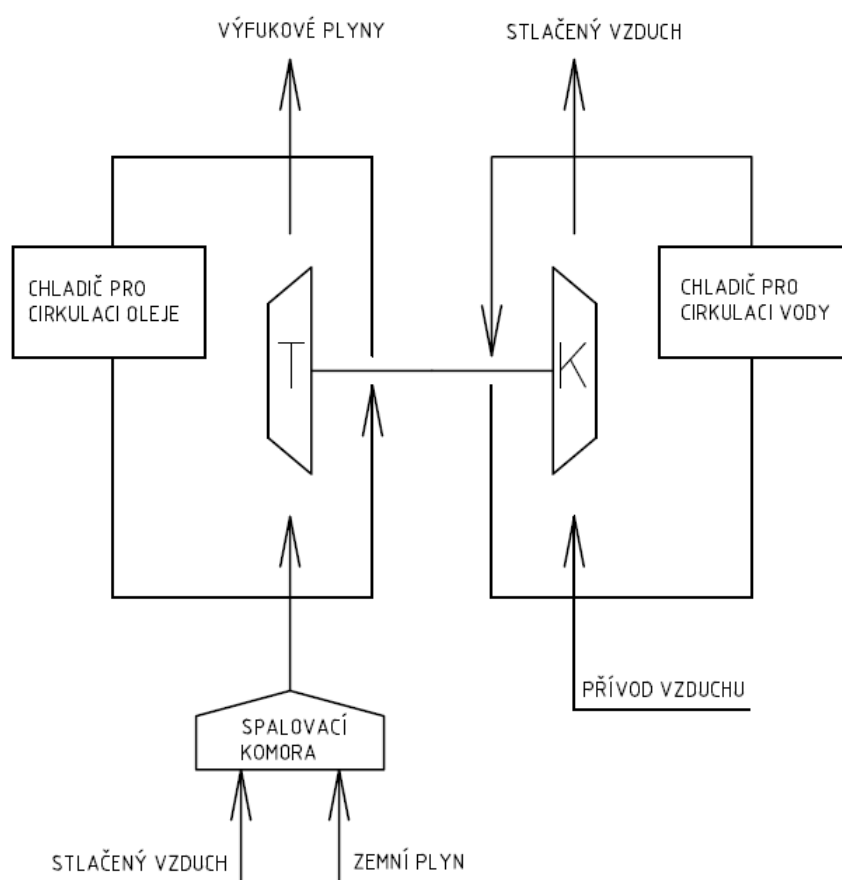
Obr. 15 Gas stand [20]

Na obrázku Obr. 15 je fotografie gas standu za provozu. Mimo potrubí a nosných profilů se skládá ze čtyř základních komponent.

- Generátor horkých plynů
- Jednotka vytvářející protitlak
- Chladič oleje
- Chladič vody

Jak již název napovídá, generátor horkých plynů zajišťuje dosažení široké škály teplot, tlaků a průtoků plynů. Testovací stanice společnosti Kratzer Automation jsou dostupné v několika typech a velikostech. Nejmenší model, označen jako velikost „0“, umožňuje nastavení průtoku horkých plynů v rozsahu 0,005 – 0,15 Kg/s. Naopak největší model, označen jako velikost „5“, disponuje rozsahem 0,052 – 1,3 Kg/s. O regulaci průtoku v daném rozsahu se stará jednotka vytvářející protitlak. Ta omezováním průtoku spalin současně ovlivňuje otáčky testovaného turbodmychadla. Teploty, kterých lze pomocí generátoru horkých plynů

dosáhnout jsou v rozsahu 150 – 1200 °C. Uvedené hodnoty se vztahují k nejmenšímu modelu. Se vzrůstajícím průtokem spalin je regulace teploty složitější a u největšího modelu je udán rozsah možných teplot 300 – 750 °C. Hořáky používané pro tyto stanice dosahují výkonu až 800 kW. Nejvyšší možná hodnota tlaku je 800 kPa. Chladič oleje umožňuje nastavit konstantní tlak a teplotu oleje, který se následně přivádí na ložiska turbodmychadla. Pro vodou chlazená ložisková pouzdra se rovněž upravuje teplota vody. To probíhá v samostatném chladiči. Díky širokým možnostem nastavení jednotlivých parametrů lze testovat různá turbodmychadla bez nutnosti výměny komponent testovací stanice. V generátoru horkých plynů je spalován zemní plyn, který se vyznačuje nízkými emisemi škodlivých plynů. Není tedy nutná instalace systému pro jejich čištění. Na následujícím obrázku Obr. 16 je zobrazeno jednoduché schéma, které popisuje princip fungování gas standu. [14]



Obr. 16 Schéma testovací stanice [14]

Krom základních komponent je možné na stanici nainstalovat přídatná zařízení. Jedním z nich je například jednotka pro přimíchání sazí do proudu spalin. To slouží k věrné simulaci zatížení turbodmychadla vznětového motoru. Přidávají se také senzory pro monitorování úniku stlačeného plynu ložiskovým pouzdrům, tzv. *blow-by meter*, jednotky pro kontrolu složení oleje, či elektrické ohřívače pro zvětšení operačního pole při nízkých teplotách. [14]



4 VIBRACE

Vibrace jsou jedním z hlavních faktorů, který ovlivňuje životnost namáhané součásti. Jedná se o kmitání hmotných bodů tělesa, nebo prostředí, v omezené oblasti kolem své rovnovážné polohy. V této poloze na hmotný bod, neboli oscilátor, nepůsobí žádná výsledná síla. Kmitavý pohyb je charakterizován fyzikálními veličinami, které jsou poloha, rychlost a zrychlení. Ty se kvůli svému opakujícímu se charakteru se nazývají periodické, nebo harmonické. [21]

Mezi základní pojmy kmitavého pohybu patří výchylka x . Jedná se o vzdálenost oscilátoru od rovnovážné polohy. Maximální výchylka se nazývá amplituda a značí se A . Doba kmitu T , neboli perioda je nejmenší časový úsek, po kterém oscilátor nabývá stejné hodnoty výchylky. Při převrácení hodnoty periody získáme frekvenci f . Ta vyjadřuje počet kmitů oscilátoru za jednu sekundu. Informaci o poloze oscilátoru v čase t udává pojem fáze φ a lze ji vyjádřit rovnicí [21]

$$\varphi(t) = \omega t + \varphi_0. \quad (6)$$

Veličina ω je úhlová frekvence a je 2π násobkem frekvence f . Podle typu síly působící na oscilátor rozdělujeme kmity na volné, tlumené a vynucené. [21]

4.1 VOLNÉ KMITÁNÍ

Volné kmitání vzniká při působení direktivní síly na oscilátor. V tomto případě je amplituda konstantní a kmity probíhají periodicky. Direktivní síla, uvedená rovnicí 7, vždy směřuje do rovnovážné polohy a je přímo úměrná výchylce oscilátoru [22]

$$F_D = -k x. \quad (7)$$

Krom výchylky oscilátoru x , je direktivní síla závislá také na tuhosti oscilátoru k . Úpravou Newtonovy pohybové rovnice lze vyjádřit diferenciální pohybovou rovnici volného oscilátoru o hmotnosti m [22]

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{k}{m} x = 0. \quad (8)$$

Řešením této rovnice získáme závislost výchylky oscilátoru na čase. Díky tomu lze zjistit polohu oscilátoru v libovolném čase, dosazením do rovnice [21]

$$x = A \sin(\omega t + \varphi_0). \quad (9)$$

Výraz v závorce vyjadřuje fázi a omega značí úhlovou frekvenci kmitavého pohybu. Derivací rovnice 9 podle času získáme rychlost a zrychlení oscilátoru. Všechny tyto funkce jsou periodické. [21]



4.1.1 ENERGIE OSCILÁTORU

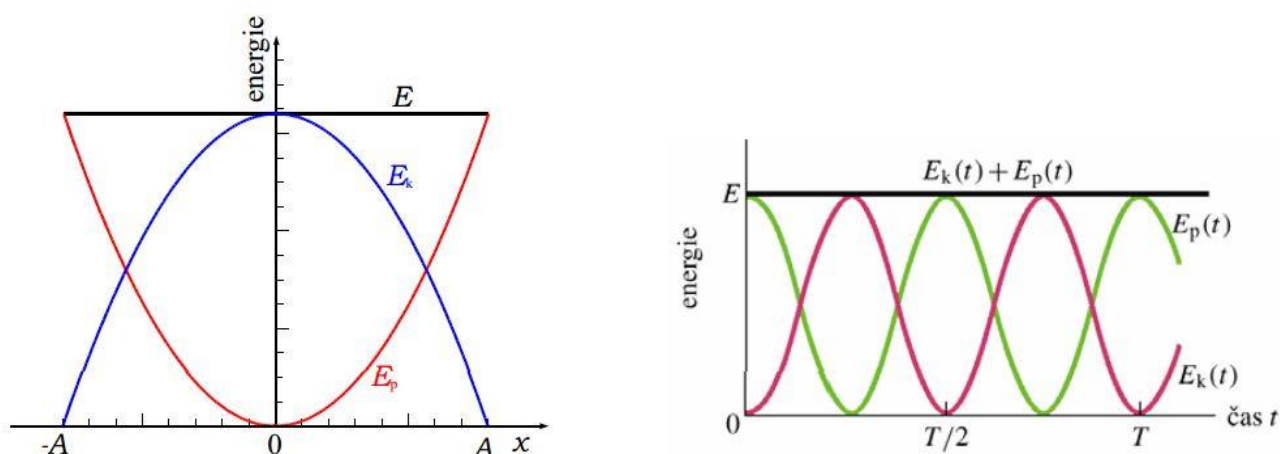
Během harmonického kmitání dochází k periodickým změnám jednotlivých forem energie. Dosazením derivace výchylky oscilátoru v čase, uvedené rovnicí 9, tedy rychlosti oscilátoru ($v = \omega A \cos(\omega t + \varphi_0)$), do obecného vztahu pro kinetickou energii, získáme kinetickou energii volného oscilátoru [21]

$$E_k = \frac{1}{2}k(A^2 - x^2). \quad (10)$$

Součtem kinetické energie s energií potenciální ($E_p = \frac{1}{2}kx^2$), získáme celkovou energii oscilátoru. Tu lze zjednodušeně zapsat pomocí vzorce [21]

$$E = \frac{1}{2}kA^2. \quad (11)$$

Jednotlivé energie a jejich závislost na výchylce oscilátoru a čase jsou zobrazeny na obrázku Obr. 17. Z toho je zřejmé, že při amplitudě kmitu je hodnota potenciální energie maximální a hodnota energie kinetické nulová. [21]



Obr. 17 závislost kinetické a potenciální energie na čase [21]

4.2 TLUMENÉ KMITÁNÍ

Při tlumeném kmitání na oscilátor působí nejen síla direktivní, ale také síla tlumící. Podle velikosti tlumící síly kmity časem zanikají. Amplituda oscilátoru tedy s časem klesá. To je způsobeno tlumením, kterým může být například odpor prostředí, nebo tření v daném mechanismu. Příkladem může být těleso kmitající na pružině. Tento typ kmitání se nazývá kvaziperiodické. [22]



Rychlost kmitání oscilátoru je přímo úměrná velikosti tlumící síly F_t . Aby tato tlumící síla opravdu pohyb tlumila, musí samozřejmě nabývat kladných hodnot a musí vždy působit proti pohybu oscilátoru. Tlumící síla je rovna součinu mechanického odporu R_m a rychlosti kmitání v [21]

$$F_t = -R_m v = -R_m \frac{dx}{dt}. \quad (12)$$

Dosazením tlumící (rovnice 12) a direktivní síly (rovnice 7) do pohybové rovnice, získáme diferenciální pohybovou rovnici pro tlumené kmitání [21]

$$-k x - R_m \frac{dx}{dt} = m \frac{d^2 x}{dt^2}. \quad (13)$$

Po úpravě dostaneme tvar [21]

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + 2\delta \frac{dx}{dt} + \omega_0^2 x = 0. \quad (14)$$

V této homogenní diferenciální rovnici druhého řádu se vyskytují dva konstantní koeficienty. Jedná se o vlastní frekvenci volného oscilátoru ω_0 a součinitel tlumení δ . Tyto konstanty lze vyjádřit vztahy [21]

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (15)$$

$$\delta = \frac{R_m}{2m}. \quad (16)$$

4.2.1 VÝCHYLKA KMITŮ

Tlumení oscilátoru je závislé na poměru velikostí vlastní frekvence a součinitele tlumení. V případě, kdy $\omega_0 > \delta$, mluvíme o tlumení podkritickém, při kterém vznikají kvaziperiodické kmity s exponenciálně klesající amplitudou. Závislost výchylky na čase pro tento typ tlumení je zobrazena na obrázku Obr. 18 a lze ji vyjádřit rovnicí [21]

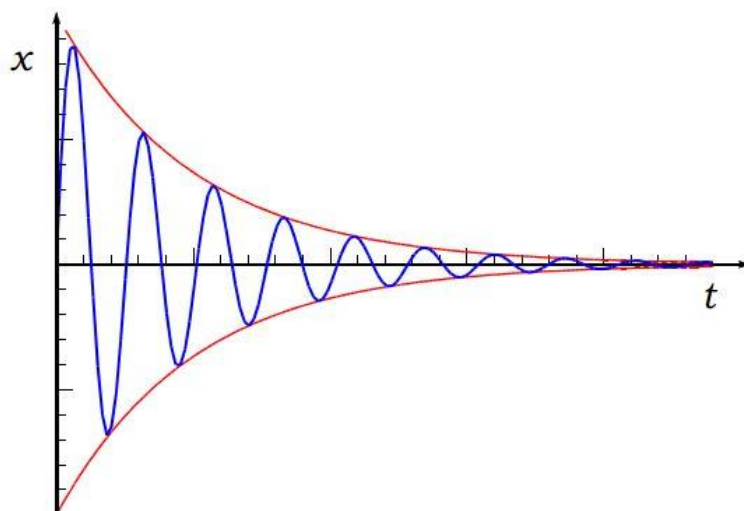
$$x = A \sin(\omega_t t + \varphi_0) = A_0 e^{-\delta t} \sin(\omega_t t + \varphi_0), \quad (17)$$

kde

$$\omega_t = \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2}. \quad (18)$$

V případě, kdy platí $\omega_0 = \delta$, jedná se o tlumení kritické. Výsledek rovnice (18) v tomto případě vyjde roven nule, tudíž nedojde ke vzniku kmitů. [21]

Nadkritické tlumení oscilátoru vzniká, pokud platí $\omega_0 < \delta$. V tomto případě úhlová frekvence v reálné oblasti neexistuje, protože výraz pod odmocninou vychází v záporné hodnotě. [21]



Obr. 18 Tlumené kmity [21]

Dalším parametrem, který charakterizuje tlumené kmity, je útlum, značený b . Jedná se o pokles výchylky během jedné periody. Rovnicí útlumu můžeme vyjádřit jako poměr výchylek po jedné periodě. Výsledkem je bezrozměrná a na čase nezávislá veličina [21]

$$b = \frac{x(t)}{x(t + T_t)}. \quad (19)$$

Dosazením výchylky pro podkriticky tlumené kmity (17) do rovnice útlumu (19) získáme vztah [21]

$$b = \frac{A_0 e^{-\delta t} \sin(\omega_t t + \varphi_0)}{A_0 e^{-\delta(t+T_t)} \sin[\omega_t(t + T_t) + \varphi_0]}. \quad (20)$$

Úpravou tohoto výrazu získáme jednoduchý vztah pro výpočet útlumu [21]

$$b = e^{\delta T_t}. \quad (21)$$

Logaritmem útlumu o základu e , tedy přirozeným logaritmem, získáme logaritmický dekrement. Ten je značen symbolem Λ . [21]



4.3 VYNUCENÉ KMITÁNÍ

Mimo direktivní a tlumící síly může na oscilátor působit také vnější budící síla F_b . V tomto případě dochází k vynucenému kmitání. Amplituda tohoto kmitání je závislá na budící frekvenci a frekvenci volných kmitů. Frekvence vynucených kmitů se časem přizpůsobuje frekvenci budící síly. Vnější síla (rovnice 22) dodává soustavě energii, kterou ztratila vlivem podkritického tlumení kmitů. Výsledkem jsou takzvané buzené kmity [21]

$$F_b = F_{max} \sin(\omega_b t + \varphi_{0b}). \quad (22)$$

Dosažením této periodické budící síly do pohybové rovnice získáme diferenciální pohybovou rovnici nucených kmitů [21]

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + 2\delta \frac{dx}{dt} + \omega_0^2 x = \frac{F_{max}}{m} \sin(\omega_b t + \varphi_{0b}). \quad (23)$$

Zjednodušené řešení této rovnice počítá s dostatečně vysokou hodnotou času t , díky které můžeme považovat první člen rovnice (23) za nulový a má následně tvar [21]

$$x(t) = A_b \sin(\omega_b t + \phi). \quad (24)$$

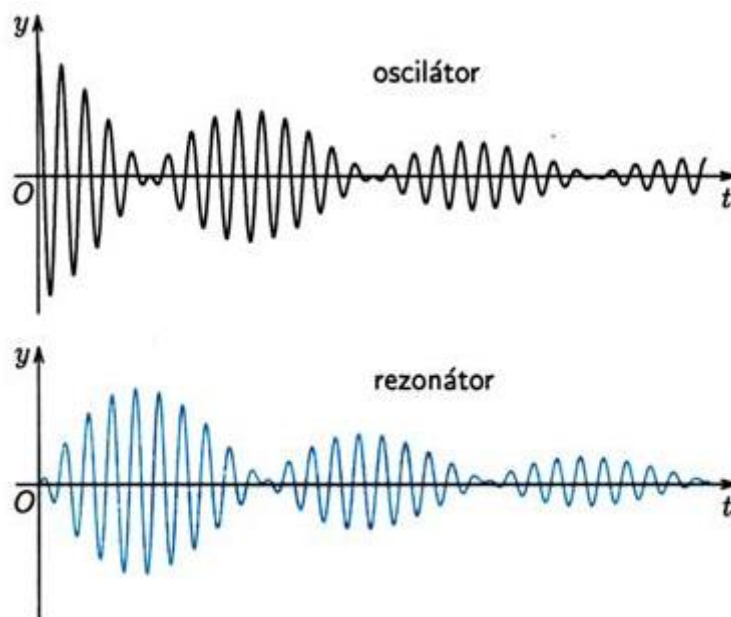
Nucené kmity v ustáleném stavu mají konstantní amplitudu, kterou lze vyjádřit vztahem [21]

$$A_b = \frac{F_{max}}{m \sqrt{(\omega_0^2 - \omega_b^2)^2 + (2\delta)^2 \omega_b^2}}. \quad (25)$$

4.4 REZONANCE

Důležitý jev, který v tomto oboru sledujeme, je rezonance. Velice často se s ní setkáváme u rotačních zařízení, ale pozorovat ji můžeme u jakéhokoliv jiného buzení vibrací. Při roztáčení kotouče můžeme sledovat, že amplituda výchylky nucených kmitů mění v průběhu svoji velikost. Postupně se zvětšuje a po dosažení určité frekvence opět klesá. To je způsobeno rezonancí oscilátoru, která nastane při dosažení frekvence vlastního kmitání daného oscilátoru. Při dosažení rezonanční frekvence je amplituda nucených kmitů větší, než amplituda vyvolaná vnější silou při nízké frekvenci. Tento jev je nazýván rezonanční zesílení. V případě ideálního oscilátoru bez tlumení by se při rezonanci amplituda zvětšovala neomezeně. Tomu v reálných podmínkách zabraňuje tlumení, ke kterému se využívají například viskózní, nebo pryžové tlumiče. Zvětšováním hodnoty tlumení se mírně snižuje rezonanční frekvence. [22]

Rezonanci tedy lze popsat jako vzájemné působení dvou a více oscilátorů. Oscilátor, který je nuceně rozkmitáván jiným oscilátorem (zdrojem), je nazýván rezonátor. Při rozkmitání oscilátoru (zdroje) se výchylka zmenšuje, zatím co výchylka rezonátoru se bude zvětšovat. V okamžiku, kdy kmitání oscilátoru ustane, bude výchylka rezonátoru největší. Poté se průběh periodicky opakuje, jak lze vidět na obrázku Obr. 19, na kterém je zobrazena závislost výchylky na čase pro příklad spřažených kyvadel. [22]



Obr. 19 Závislost výchylky na čase oscilátoru a rezonátoru [23]

Tento jev lze pozorovat na spřažených kyvadlech. Jedná se o dvě kyvadla spojená pomocí pružiny, nebo vlákna se závažím. Tato vazba umožňuje přenos energie mezi kyvadly. Vazby obecně mezi oscilátory můžeme rozdělit na volné a těsné. V případě volných vazeb přesun energie trvá déle a vzájemné působení je menší, než u vazeb pevných. Zabránění rezonančnímu zesílení lze provést několika způsoby. Jedním z nich je změna vlastní frekvence celého mechanismu. To lze provést například vyztužením mechanismu, či přidáním hmoty. Můžeme také přidat tlumič kmitání, nebo zvýšit tření v mechanismu. [21]

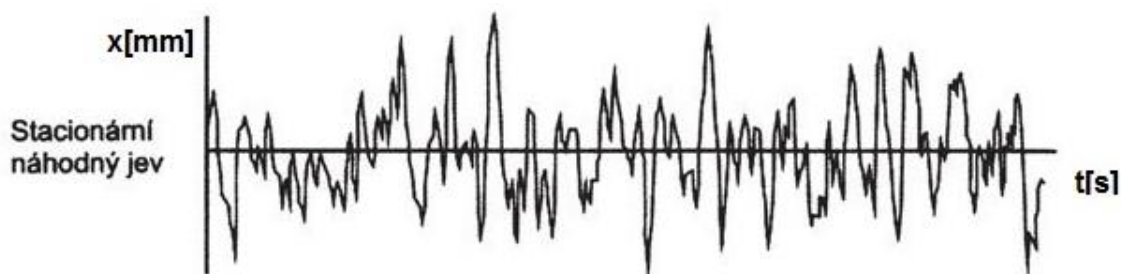
Rezonance nemusí být vždy jev nežádoucí. Je nutná například pro fungování některých vibradiagnostických zařízení, pomocí kterých lze odhalit mechanickou závadu součástí. Rezonanci využíváme také u hudebních nástrojů. Díky přenosu chvění struny na tělo nástroje dojde k jevu nazývanému rezonanční zesílení. Tento jev zesílí zvuk struny a není nutné použití elektronických zesilovačů. Naopak u většiny stojů je rezonanční zesílení nežádoucím jevem. V extrémních podmínkách může jeho vlivem dojít až k destrukci součástí. [22]

4.5 DRUHY VIBRACÍ

Do této doby jsme se zabývali pouze periodickými vibracemi. U skutečných systémů se ale převážně setkáváme jen s náhodnými stacionárními a nestacionárními vibracemi, případně s mechanickými rázy.

4.5.1 NÁHODNÉ STACIONÁRNÍ VIBRACE

U skutečných zařízení dochází k interferenci různých vibrací a působení dalších vlivů. Lze se tedy v tomto případě setkat s náhodným stacionárními vibracemi. Jak už název napovídá, tyto vibrace nejsou periodické a pokaždé mají jinou velikost. Jejich statistické charakteristiky se ale v čase nemění, neboli jsou stacionární. Mezi tyto charakteristiky patří například směrodatná odchylka, střední hodnota, nebo špičatost. Tvar závislosti odchylky na čase takovéto vibrace může vypadat například tak, jako je zobrazeno na obrázku Obr. 20. [23]



Obr. 20 Náhodný stacionární jev [23]

4.5.2 NÁHODNÉ NESTACIONÁRNÍ VIBRACE

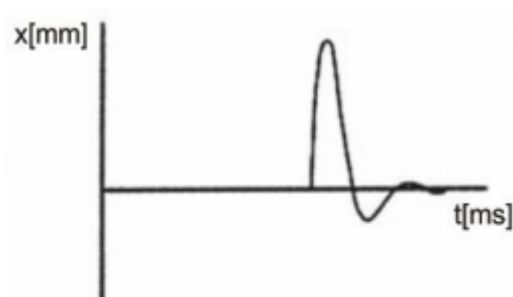
Tento typ vibrací lze opět popsat jako neperiodické a pokaždé různě velké, ale jejich statistické charakteristiky se v čase mění. Zejména velikosti výchylek jsou výrazně proměnlivé. Nelze tedy vyhodnocovat parametry jako je střední výchylka, z důvodu vysoké nepřesnosti v některých částech. Často se pro vyhodnocení takového signálu používá časové průměrování, kdy měření a vyhodnocení probíhá po krátkých časových úsecích. Na obrázku Obr. 21 je zobrazen možný tvar náhodných nestacionárních vibrací. [23]



Obr. 21 Náhodný nestacionární jev [23]

4.5.3 MECHANICKÝ RÁZ

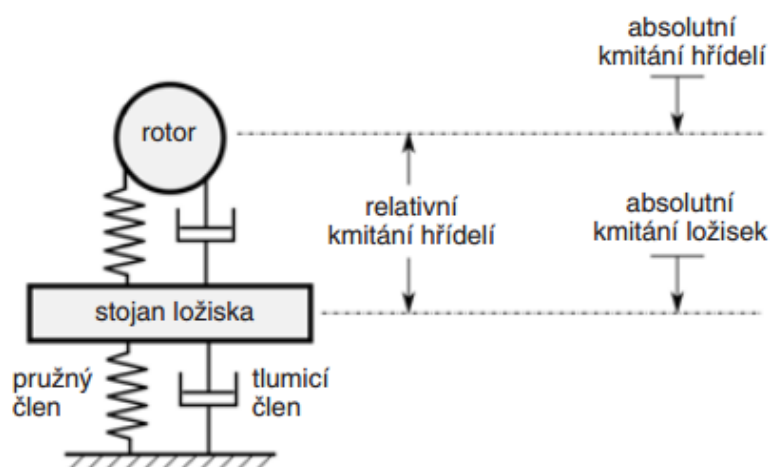
Mezi typy vibrací lze také zařadit mechanický ráz, ačkoliv se může projevovat jako součást jiného typu vibrací. Jedná se o výrazný ojedinělý kmit, který je následně utlumen. Klasickým příkladem rázu je úder kladivem. Jedná se o krátký impuls síly, který své maximální výchylky dosáhne hned v prvním kmitu. Případné následující kmity jsou již výrazně menší. Utlumení probíhá v samotném materiálu, nebo v zařízeních na to určených. Rázy jsou nebezpečné zejména pro křehké materiály a citlivé mechanismy. Vlivem rázů často dochází například k poškození valivých ložisek. Na obrázku Obr. 22 je klasický průběh výchylky v čase mechanického rázu. [23]



Obr. 22 mechanický ráz [23]

4.6 MĚŘENÍ VIBRACÍ

Touto problematikou se zabývá obor vibradiagnostika. V technické diagnostice se řadí k nejvýznamnějším oborům. Pro diagnostické vyhodnocování získáváme objektivní a kvalitní údaje. Při výběru vhodného snímače vibrací je v prvním kroku důležité zvolit, zda chceme snímat vibrace absolutní, nebo relativní. Vibrace absolutní se vztahují nejčastěji k Zemi. Relativní jsou vztaženy k vhodné základně. Tou může být například stojan stroje, který vzhledem k Zemi také kmitá. Na obrázku Obr. 23 je nastíněn případ měření vibrací na rotoru uloženém v kluzných ložiscích. Část kmitů pohltí mazivo, takže nelze provést měření na tělese ložiska. V takovém případě je tedy vhodné využití relativních snímačů a měřit relativní vibrace rotoru oproti rámu. [24]

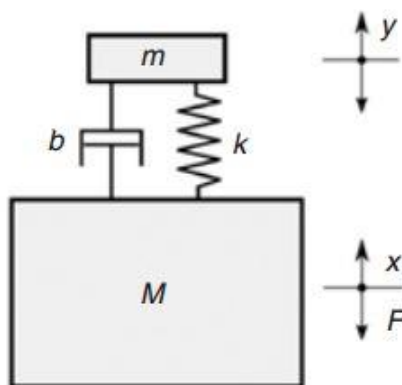


Obr. 23 Absolutní a relativní kmity [24]

K měření vibrací, neboli kmitání mechanických soustav, lze použít mnoho druhů snímačů. Můžeme je rozdělit podle měřené veličiny na snímače výchylky, rychlosti či zrychlení. Další možnost rozdělení je podle způsobu snímání dané veličiny na snímače mechanické, bezkontaktní a interferenční. [24]

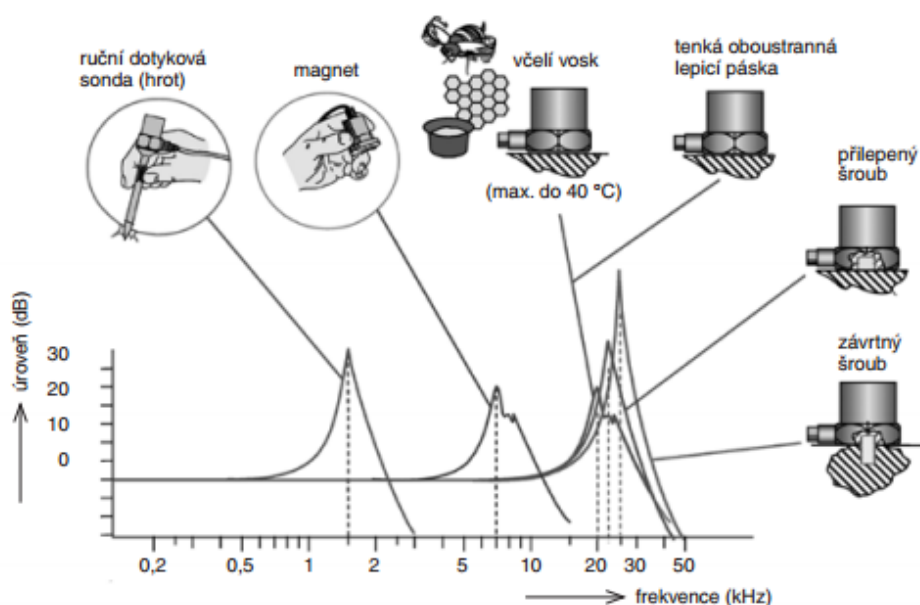
4.7 MECHANICKÉ SNÍMAČE

Jednoduše lze popsat princip těchto snímačů vibrací jako záznam pohybu seizmické hmoty vzhledem k měřenému objektu, na který je daná seizmická hmota připevněna. Zde je důležité, aby měl měřený objekt výrazně vyšší hmotnost, než seizmická hmota, aby nedocházelo k ovlivnění výsledků daným snímačem. Měřicí zařízení je tedy v přímém styku s měřeným objektem. Nevýhodou tak může být ovlivnění výsledku hmotností samotného snímače. [24]



Obr. 24 Princip mechanických snímačů [24]

První snímače tohoto typu převáděly záznam pohybu pomocí soustavy pružinek a táhel. V současné době se již používají výhradně elektronické snímače. Záznam jejich pohybu je tedy do řídicí jednotky přiveden pomocí datových vodičů. Velice důležitý je způsob uchycení daného snímače (Obr. 25). Pojídlo musí být dostatečně tuhé, aby nedocházelo k pohlcení vibrací a tím zkreslení výsledku. [24]



Obr. 25 Vliv uchycení snímače [24]



4.8 BEZKONTAKTNÍ SNÍMAČE

Tento druh snímačů neovlivňuje měřenou součást svou hmotou. Umožňují měření odchylky polohy s větší přesností, než snímače mechanické a umožňují snímání s vyšší vzorkovací frekvencí. Díky tomu se jedná o velice rozšířený typ snímačů. Oproti mechanickým snímačům jsou vhodné i pro snímání výchylek rotačních součástí. Nevýhodami jsou pak vyšší cena, možnost měření pouze na krátkou vzdálenost a menší měřicí rozsah. Tyto snímače se ještě dále dělí na indukční, kapacitní a snímače využívající laserové triangulace. U všech typů dochází pouze k měření polohy součástí. Další veličiny je nutné dopočítat. [26]



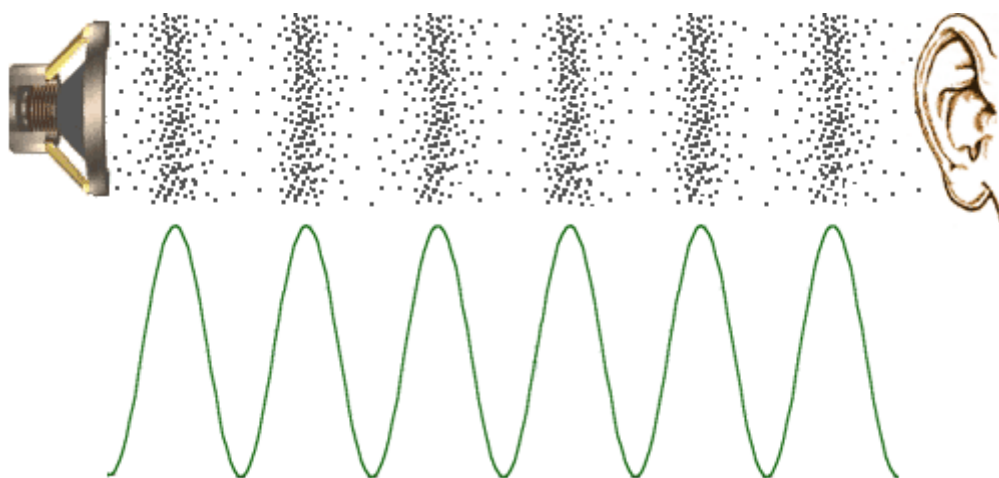
Obr. 26 Indukční snímače [25]

4.9 LASEROVÉ INTERFERENČNÍ SNÍMAČE

S využitím laserové interference lze získat nejpřesnější výsledky měření. Měřený objekt a měřicí zařízení mohou být v tomto případě od sebe vzdáleny až desítky centimetrů. Měřicí rozsah výchylky je již několikanásobně větší, než u předchozího typu snímačů. Četnost použití je ale nižší, a to hlavně z důvodu vysoké ceny celé měřicí soustavy. Mezi dalšími nevýhodami jsou složitá instalace a oproti jiným druhům snímačů i velké rozměry celé měřicí soustavy. Existuje mnoho typů snímačů, ale jejich základní princip je vždy založený na interferenci dvou, nebo více světelných svazků. Aby mohlo dojít k tomuto jevu, je nutné zajistit několik podmínek. Jednou z podmínek je, že interferující svazky musí mít stejný směr a stejnou polarizaci. Dále je nutné, aby interferující svazky měly stejnou vlnovou délku. Velikost amplitudy výsledné vlny je udána fází jednotlivých svazků. [26]

5 HLUK

Pojmem hluk je brán jakýkoliv zvuk, který je pro člověka rušivý. Jedná se tedy mechanické vlnění pružného okolí, které leží mezi 16 Hz až 20 kHz . Zejména horní hranice tohoto rozsahu se stárnutím lidského ucha snižuje. Podélné akustické vlny o frekvencích menších, než 16 Hz se nazývají infrazvuk. Vlny o frekvencích větších, než 20 kHz pak nazýváme ultrazvuk. Hluk může vznikat různými způsoby. Patří mezi ně například proudění vzduchu, či kapaliny. Takový typ hluku nazýváme jako aerodynamický. Vzniká také často v místech, kde dochází k výrazným změnám tlaku. Příkladem může být například stlačování vzduchu v turbodmychadle. V případě hluku vytvářeného kmitáním pevných částic, mluvíme o hluku mechanickém. Tyto kmitající pevné částice rozkmitají své okolí, kterým mohou být plyny, nebo kapaliny a vzniká tak akustické vlnění. [27]



Obr. 27 Šíření akustických vln [28]

Šíření akustické vlny prostředím probíhá všemi směry směrem od zdroje a pohybuje se ve vlnoplochách. Tyto plochy mají vždy stejné hodnoty akustických veličin. Vlnoplochy vznikají postupným zředěním a zhušťováním částic tak, jak je to naznačeno na obrázku Obr. 27. Tyto změny tlaku, které jsou způsobeny kmitáním částic, se nazývají akustický tlak. Jedná se tedy o výchylku tlaku v prostředí. Výchylkou je myšlena velikost rozdílů mezi akustickým a běžným atmosférickým tlakem daného prostředí. Zdravé lidské ucho je schopno rozlišit akustický tlak p o hodnotě $2 \cdot 10^{-5}\text{ Pa}$. Naopak jako horní hranice, kdy je již akustický tlak bolestivý, se uvádí hodnota 100 Pa . Sledujeme-li množství akustické energie, která projde plochou za jednotku času, získáme akustický výkon P . Ten je definován jako součin akustického tlaku p , rychlosti kmitání částic v a obsahu plochy S . [26], [27]



V praxi se nejčastěji setkáváme s jednotkou decibel [dB]. Jedná se o logaritmus podílu referenční hodnoty, v tomto případě prahu slyšitelnosti p_0 ($2 \cdot 10^{-5}$), a hodnoty porovnávané veličiny. Získáme tak hladiny akustických veličin, mezi nimi například hladinu akustického tlaku [27]

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} \quad (26)$$

Obdobným způsobem lze vyjádřit i další hladiny akustických veličin, kterými jsou hladina akustického výkonu L_W (27) a hladina akustické intenzity L_I (28) [27]

$$L_W = 10 \log \frac{W}{W_0} \quad (27)$$

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad (28)$$

kde W je hodnocený akustický výkon a I je měřená akustická intenzita. Číslo 10 vyjadřuje převod jednotek z bel [B] na decibel [dB]. Jednotka bel, respektive decibel, se tedy nevztahuje pouze k akustickým veličinám, ale lze jí vyjádřit poměr libovolných hodnot se shodnými jednotkami. [27]

Rychlost šíření akustických vln je závislá na prostředí, ve kterém se vlny nacházejí a na dalších faktorech, kterými mohou být tlak, teplota, nebo vlhkost vzduchu. Při běžném atmosférickém tlaku ($101,3 \text{ kPa}$) se rychlost zvuku uvádí jako $c = 331,5 + 0,61t$. Při běžné pokojové teplotě tedy 344 m/s . [26]

5.1 MIKROFONNÍ POLE

Pro lokalizaci zdroje zvuku se používá tzv. mikrofonní pole. Jedná se o jednotlivé mikrofony, které jsou uspořádány podle daných požadavků. Signály z jednotlivých mikrofonů je nutné zpracovávat a vyhodnocovat pomocí vhodného programu. V automobilovém průmyslu má toto zařízení velké využití. Lze díky němu nalézt zdroj hluku, tedy případnou závadu na vozidle, bez nutnosti demontáže jednotlivých součástí. Z konstrukčního hlediska můžeme mikrofonní pole rozdělit na lineární, rovinné a prostorové. Nejjednodušší typ pole pro vyhodnocení signálu, je pole lineární. V tomto případě jsou mikrofony uspořádány, jak již název napovídá, na jedné přímce. Pro lokalizaci vzdáleného zdroje zvuku je nutné znát vzdálenosti jednotlivých mikrofonů. [29]

Pro určení směru, ze kterého signál přišel, se užívají převážně 3 metody. [29]

- Odhad časových zpoždění
- Spektrální odhad vysokého rozlišení
- Tvarování přijímací charakteristiky



Výhodou metody spektrálního odhadu vysokého rozlišení je možnost lokalizace více zdrojů současně, přičemž dosahujeme vysoké přesnosti a lze dobře lokalizovat i zdroje, které jsou velice blízko u sebe. Z důvodu vysokých výpočetních nároků není tato metoda vhodná pro lokalizaci širokopásmových signálů, jako je například lidská řeč. [29]

Metoda tvarování přijímací charakteristiky je založena na zpracování jednotlivých signálů z pole senzorů tak, že je dosaženo maximálního příjmu signálu z daného směru, ze kterého signál přichází. Signály z ostatních směrů jsou potlačeny. Této synchronizace je dosaženo pomocí zpoždování signálů z jednotlivých mikrofonů. Tvarovací algoritmy jsou nazývány jako tvarovače, z anglického slova *beamformer*. Během procesu váhování jsou jednotlivým signálům z mikrofonů přiděleny váhy, které mají hodnotu 1 nebo $1/N$, kde N je počet mikrofonů. Následně jsou vážené hodnoty signálů sečteny. Touto metodou lze rozpoznat i více zdrojů zvuku, avšak v případě, kdy jsou zdroje příliš blízko u sebe, se mohou jevit jako pouze jeden zdroj. Pro tyto případy je vhodnější využití metody spektrálního odhadu vysokého rozlišení. Současně není metoda tvarování přijímací charakteristiky vhodná pro analýzu pohybujících se zdrojů, z důvodu velké náročnosti na výpočetní techniku. [29]

Nejčastěji používaná metoda pro určení směru přichozího signálu je odhad časových zpoždění. Jedná se o jednoduchou metodu, která probíhá ve dvou krocích. V prvním kroku se nejčastěji pomocí křížové korelace odhadují časová zpoždění signálů, které přicházejí ze dvou sousedních mikrofonů. Křížová korelace udává podobnost přichozích signálů. Pro signály označené jako r_a a r_b lze vyjádřit tuto korelaci rovnicí [29]

$$R_{ab}(t, \tau) = \frac{1}{T} \int_{t-\frac{T}{2}}^{t+\frac{T}{2}} r_a(u) * r_b(u + \tau) du. \quad (29)$$

Symbol τ určuje zpoždění mezi dvěma signály, T je časové okno, ve kterém je daný signál analyzován a t je střed časového okna. Metoda křížové korelace využívá normovaný koeficient. Ten je definován vzorcem [29]

$$\rho_{ab}(\tau) = \frac{R_{ab}(\tau)}{\sqrt{R_{aa}(0)R_{bb}(0)}} \quad (30)$$

R_{aa} a R_{bb} značí autokorelace pro signály s časovým zpožděním 0. Koeficient ρ se nachází v intervalu $<-1;1>$ a je závislý na časovém posunutí τ . Při zmenšování posunutí signálů se koeficient křížové korelace zvětšuje. Při nulovém posunu signálů jsou signály brány jakou shodné a hodnota koeficientu je 1. [29]

Po odhadu časového zpoždění signálů se v druhém kroku určuje poloha zdroje zvuku. To je možné díky znalosti geometrie měřícího pole mikrofonů. Touto metodou nelze lokalizovat více zdrojů naráz a současně je nevhodná pro použití mimo bezodrazovou komoru. Časté použití této metody je zejména díky nízké náročnosti na výpočetní techniku. [29]



6 NÁVRH STANICE

Měřicí stanice se nachází v bezdozvukové komoře z důvodu zpřesnění výsledků měření hluku turbodmychadla. Motor, který slouží jako zdroj výfukových plynů, je umístěn mimo komoru. Výfukové plyny jsou k turbodmychadlu přiváděny pomocí potrubí, které je vedeno skrz zeď komory. Zamezilo se tak rušivým signálům z motoru a okolí. V komoře je stanice upevněna na platformě, která je uchycena k podlaze pomocí silentbloků, které eliminují přenos vibrací.



Obr. 28 Podlaha bezdozvukové komory

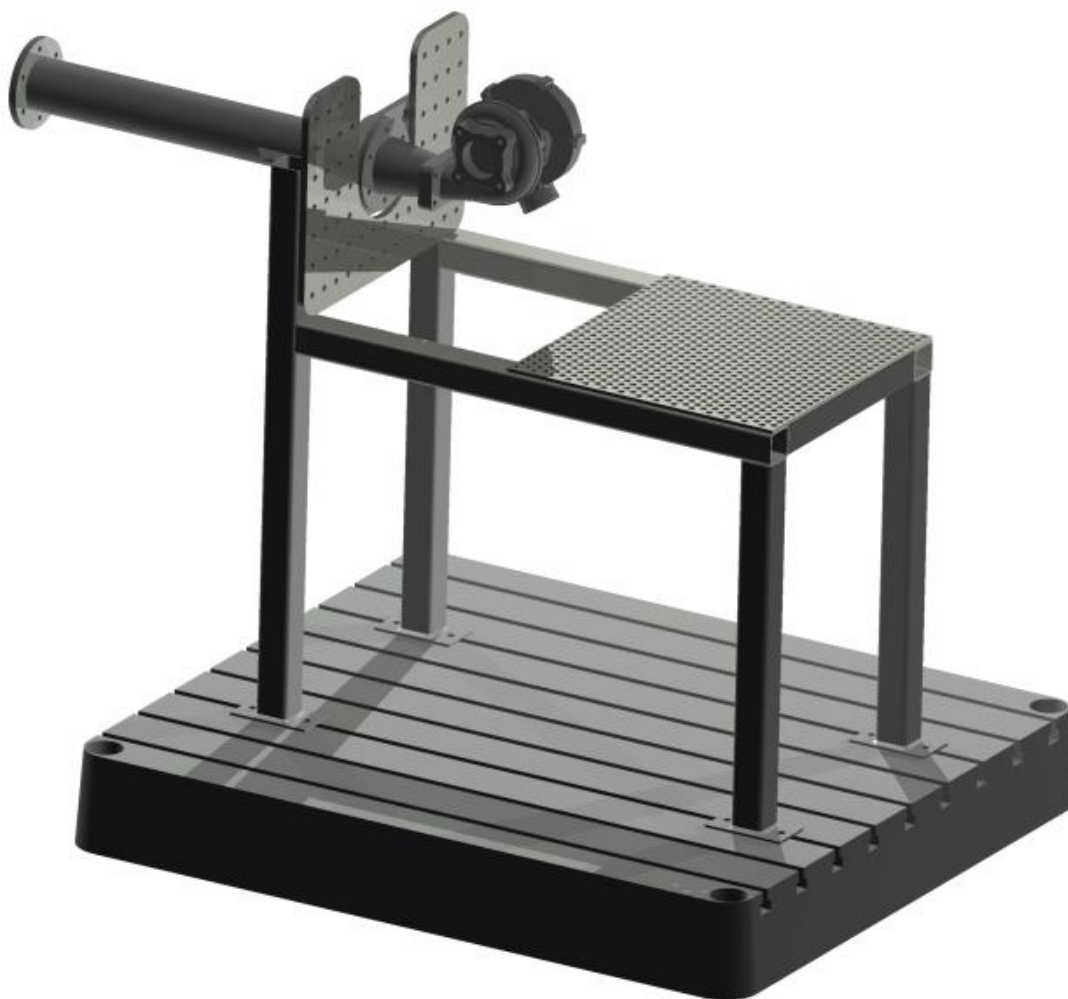
Prvním krokem při návrhu měřicí stanice byl výběr materiálů pro její konstrukci. Jako jednou z možností bylo uvažováno použití hliníkových nosných profilů, které se spojují pomocí šroubů. Další možností bylo svaření ocelových nosníků, tzv. jechlů. Nevýhodou použití hliníkových profilů je vyšší cena a nižší tuhost konstrukce. Z toho důvodu byla zvolena cesta použití ocelových jechlů i přes nevýhody, kterými jsou vyšší hmotnost, nutnost svařování a nemožnost rozebrání konstrukce.

Pro modelování stanice jsem využil software Autodesk Inventor. K tomu mě vedla zejména zkušenost s tímto programem z praxe. Tento software kromě možnosti tvorby modelů a výkresové dokumentace současně umožňuje export dat do softwaru Ansys Workbench, který umožňuje vytváření dynamických simulací a pevnostních analýz. Pomocí těchto simulací jsem nacházel kritická místa na konstrukci a následně hledal jejich lepší konstrukční řešení. Měřicí stanoviště je namáháno zejména vibracemi z turbodmychadla a přenosem vysokých teplot z proudících spalín motoru.



Z hlediska konstrukce byl první úvahou způsob uchycení turbodmychadla na stanici. Jako nejvýhodnější způsob řešení bylo vyhodnoceno uchycení turbodmychadla za přírubu na svody tak, jak je tomu u motoru nainstalovaném přímo v automobilu. Nedojde tak k ovlivnění výsledků měření způsobené objímkami na těle turbodmychadla.

Na obrázku Obr. 29 je zobrazen první návrh konstrukce měřicí stanice. Jedná se o jednoduchou stolicí, která je svařena ze čtvercových jeklů o straně 45 mm a tloušťce stěny 3 mm. Turbodmychadlo je v tomto případě společně s redukcí přišroubováno ke svislé desce, která je přivařena ke stoličce. Vodorovně umístěný děrovaný plech je také přivařen k lavici a slouží k upevnění měřicích zařízení. Tloušťka děrovaného plechu je 5 mm. Celá lavice je přišroubována k podlaze, ve které jsou pro tento účel T-drážky.



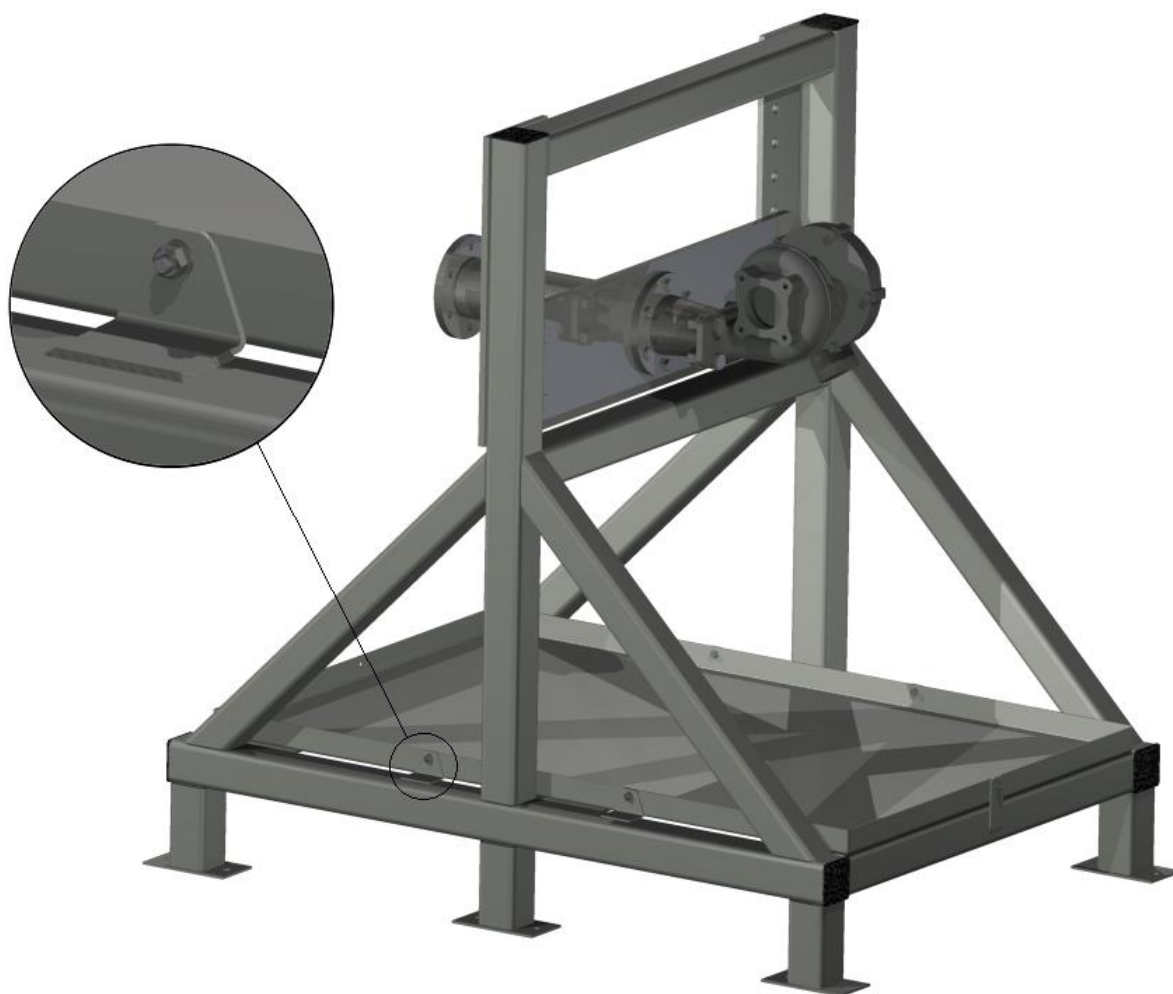
Obr. 29 První návrh stanice

Modální analýza stanice potvrdila, že děrovaný plech pro uchycení snímačů je kritickým místem. Vlivem přenášených vibrací z turbodmychadla hrozí v tomto místě vznik rušivého hluku a vibrací. Zejména upevnění pole mikrofónů na tuto desku by bylo nevhodné. Místo hledání způsobu vyztužení děrovaného plechu byla tato komponenta ze stanice odebrána a mikrofonní pole bude umístěno mimo stanici. Jako dalším kritickým místem se ukázala



příliš dlouhá příruba pro spojení svodů motoru s redukcí pro turbodmychadlo. V dalším návrhu je tedy tato příruba zkrácena. Pro přehlednost nejsou na obrázku zobrazeny některé komponenty, jako například výfukové a sací potrubí, nebo přívod oleje pro mazání turbodmychadla.

Hlavní změnou u dalšího návrhu byla úprava spodní části. Ta byla vystužena a zároveň upravena tak, aby bylo možné přepravovat stanici pomocí paletového vozíku. Díky tomu již není limitující hmotnost celé sestavy. Současně byla stanice doplněna o plechovou vanu, která slouží k zachycení případných úniků oleje z turbodmychadla. Protože je tato vana náchylná k nežádoucím vibracím a následně i hluku, je připevněna ke stoličce pomocí šroubů. V případě, kdy se bude na stanici testovat hluk turbodmychadla, bude tato vana odejmuta. Je tedy určena zejména pro dlouhodobé testování teplot, či průtoků spalín. Způsob uchycení vany je zobrazen na detailu obrázku Obr. 30. Svislá deska, ke které je příruba s turbodmychadlem uchycena, je k rámu přišroubována a lze měnit její polohu ve svislé ose. V nejnižší poloze je osa příruby ve výšce 640 mm, vzhledem k rovině podlahy. Poté je možné uchytit desku ve čtyřech dalších polohách, přičemž vždy je výškový rozdíl po sobě jdoucích poloh 40 mm. V nejvyšší poloze je tedy osa příruby ve výšce 800 mm.



Obr. 30 Druhý návrh stanice



U dalšího návrhu bylo modifikováno uchycení příruby ke konstrukci. Předchozí návrh neumožňoval přichycení příruby ve svislém směru. Zároveň kvůli velkým rozměrům polohovatelné desky hrozily deformace způsobené vibracemi a tepelnou roztažností materiálu. Na obrázku Obr. 31 jsou zobrazeny oba dva možné způsoby uchycení turbodmychadla. Polohy u uchycení ve vodorovném směru zůstaly stejné, jako u předchozího návrhu.



Obr. 31 Třetí návrh stanice

Po konzultaci současného stavu stanice jsem se zaměřil na způsob uchycení příruby turbodmychadla k tělesu lavice. Po provedení analýzy se potvrdilo, že v případě zahřátí příruby dochází k její značné deformaci, která může způsobit netěsnost. Proto byla zvolena jiná metoda uchycení příruby. V novém návrhu je příruba uchycena rozebíratelnými čelistmi, kterými je svírána pomocí šesti šroubů velikosti M12. Při tepelném rozpínání příruby v tomto případě již nehrozí ztráta těsnosti systému. Naopak dojde k utěsnění systému a zvýšení síly, kterou je příruba uchycena.



Následně bylo vytvořeno několik návrhů uchycení příruby turbodmychadla k měřicí stanici. Cílem bylo zajištění pevnosti uchycení příruby, jednoduchosti výroby jednotlivých součástí a také co největší univerzálnosti. Čtvrtý návrh stanice je zobrazen na obrázku Obr. 32. Hlavní změnou je snížení počtu dílů konstrukce a zjednodušení uchycení vany.



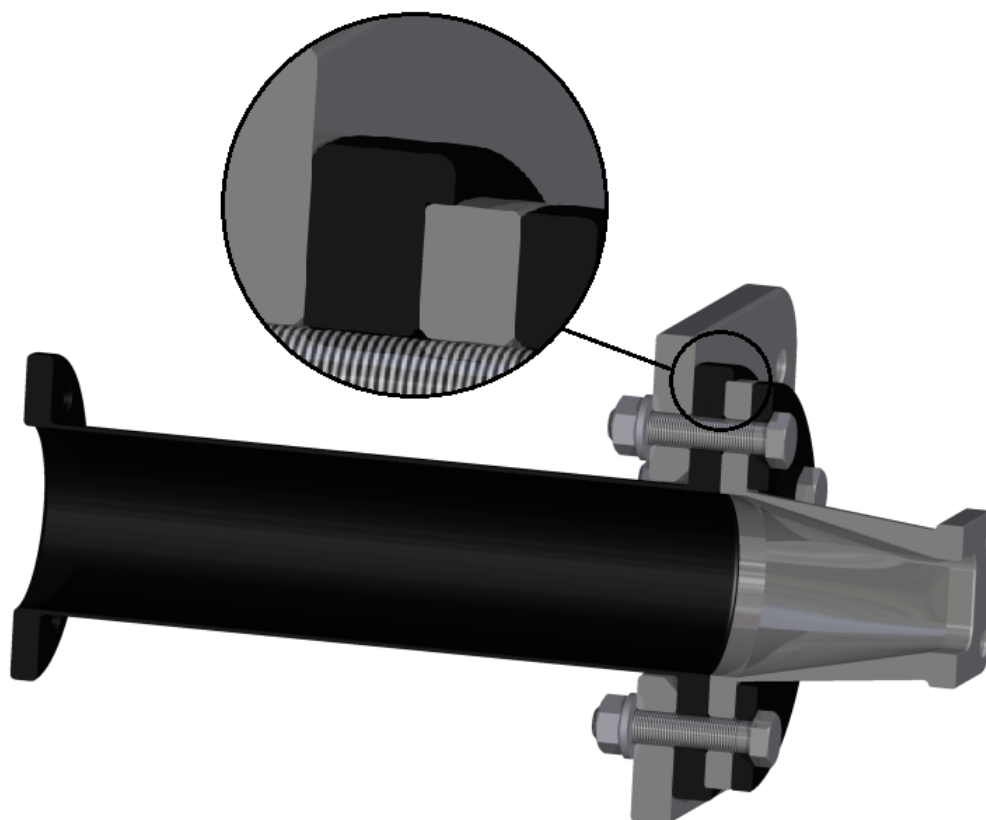
Obr. 32 Čtvrtý návrh stanice

Ke zjednodušení uchycení vany a dalším drobným úpravám vedly výsledky modální analýzy konstrukce v programu Ansys Workbench. Podrobnější informace o okrajových podmínkách a výsledcích modální analýzy jsou v kapitole 6.1.

Stejně jakou u předchozího návrhu byla zachována možnost výškové stavitelnosti uchycení. V nejnižší poloze se výška osy příruby nachází 640 mm nad úrovní podlahy bezdovukové komory. V nejvyšší poloze uchycení, je osa redukce ve výšce 720 mm. U tohoto návrhu je rovněž změněn rozměr uzavřených čtvercových profilů. Ty mají v tomto případě délku hrany 50 mm a tloušťku stěn 3 mm.



Dále bylo upraveno uchycení příruby a redukce pro turbodmychadlo k testovací lavici. Uchycení kleštinami, kterými se obě části přitlačí k sobě pomocí šesti šroubů M12, zůstalo zachováno. Oproti předchozímu návrhu došlo úpravě, která zajistila souosost spojovaných dílů. Ta je zajištěna tvarem jednotlivých součástí. Na obrázku Obr. 33 je zobrazen detail spojení příruby a redukce v řezu. Pro názornost jsou jednotlivé díly rozlišeny pomocí různých barev. Díky tomu lze vidět osazení černě zobrazené příruby, do kterého je usazena redukce. Kleštiny jsou rozdělené na dva kusy, aby bylo možné sestavit tuto sestavu. Všechny díly, zobrazené na obrázku Obr. 33, jsou vyrobeny z nerezové oceli. Na řezu je rovněž zobrazen vnitřní tvar redukce pro turbodmychadlo.



Obr. 33 Detail uchycení příruby a redukce

Nevýhodou současného stavu testovací stanice byla skutečnost, že její použití bylo vhodné pouze pro bezdozvukovou komoru. To je určeno výškou uchycení turbodmychadla nad podlahou, která je 640 mm. Stejná je i výška osy otvoru ve zdi bezdozvukové komory. Pro aplikaci stanice přímo u motorové brzdy není její výška dostatečná, protože by turbodmychadlo bylo pod úrovní hladiny oleje testovaného motoru. Z toho důvodu je u páteho a zároveň finálního návrhu stanice zvýšena osa uchycení turbodmychadla na 1 m. Při aplikaci stanice v bezdozvukové komoře bude tedy nutné pomocí armatur zvýšit výšku osy potrubí.



Pro výrobu konstrukce bylo potřeba přibližně 13 m čtvercového uzavřeného profilu. V této délce byl zahrnut i odpad při řezání dílů na potřebné délky. Pro snadný převoz dílů bylo počítáno s nařezáním profilů na kusy o délce 3 m.

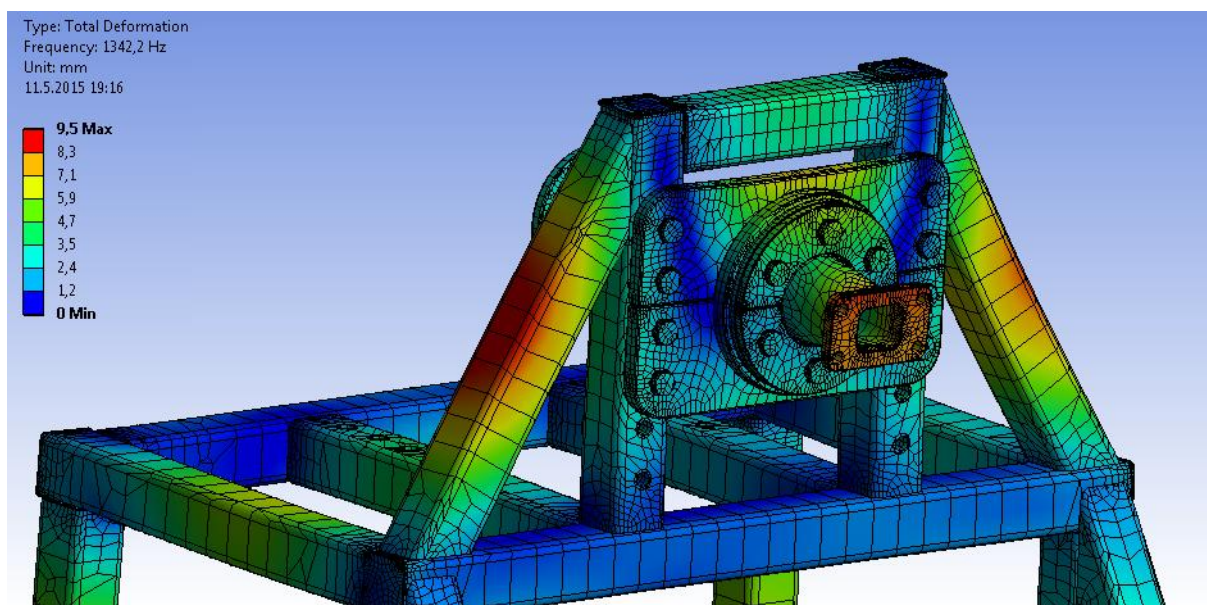
Následně byla vytvořena výkresová dokumentace jednotlivých dílů i celkové sestavy svařence. Po svaření čtvercových profilů byly svary obroušeny a celá konstrukce byla opatřena nátěrem. Na fotografii, zobrazené na obrázku Obr. 34, je již vyrobená stanice umístěná v bezdozvukové komoře. Základní rozměry této konstrukce jsou uvedeny příloze této diplomové práce.



Obr. 34 Fotografie standu v bezdozvukové komoře

6.1 MODÁLNÍ ANALÝZA

Po exportu modelů do softwaru Ansys Workbench byla vytvořena síť typu hexadominant. Na obrázku Obr. 35 je ukázka vytvořené sítě. Pro zpřesnění výsledků byl v analýze zahrnut rovněž model podlahy bezdovzvkové komory, ke kterému je testovací lavice upevněna pomocí šroubů. Celá podlaha je uložena na silentblocích. Okrajovými podmínkami tedy bylo pevné uchycení silentbloků podlahy a rovněž pevné uchycení testovací lavice k podlaze.



Obr. 35 Ukázka 74. vlastního tvaru konstrukce (1342,2 Hz)

Výpočet vlastních frekvencí této sestavy probíhal od nuly až po frekvenci 2,6 kHz. Horní hranice byla stanovena z více důvodů. Jedním z nich je skutečnost, že 2,6 kHz odpovídá 156 000 ot/min. U testovaného turbodmychadla, které je určeno pro vznětový motor aplikovaný do zemědělských strojů, není předpoklad dosažení vyšších rychlostí otáčení rotoru. Dalším důvodem byla snižující se přesnost simulace v takto vysokých frekvencích. Ve zkoumaném rozsahu 0 až 2,6 kHz bylo ve finálním návrhu konstrukce nalezeno celkem 162 vlastních frekvencí sestavy. V průběhu navrhování bylo vytvořeno přibližně 10 simulací, ve kterých byla následně hledána kritická místa. V tabulce Tab. 1 je ukázka prvních deseti nalezených frekvencí finálního návrhu konstrukce. V příloze této práce jsou uvedeny všechny nalezené frekvence v daném rozsahu.

Mód	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Frekvence [Hz]	43,3	99,3	161,9	189,7	212,8	245,0	257,3	294,3	319,3	326,0

Tab. 1 Ukázka vlastních frekvencí konstrukce



6.2 POUŽITÁ MĚŘICÍ TECHNIKA

Pro měření tlaku spalín ve výfuku bylo použito čidlo tlaku od společnosti Kistler, s typovým označením 4049A10S. Jedná se o piezoresistivní absolutní snímač pro měření při teplotách převyšujících hodnoty 1100 °C. Tento vodou chlazený snímač tlaku disponuje měřicím rozsahem 0 až 10 *barů* a je přímo určen pro měření ve výfukovém potrubí. Podrobné parametry daného snímače jsou uvedeny v tabulce Tab. 22.

Typ 4049A10S	hodnota	Jednotka
Měřicí rozsah	0 až 10	[bar]
Přetížení	25	[bar]
Buzení	1 až 5	[mA]
Výstupní signál	0 až 10	[V]
Referenční teplota	60	[°C]
Teplota senzoru min/max	0/120	[°C]
Vlastní frekvence	>60	[kHz]
Požadovaný průtok chlad. kapaliny	≥0,3	[l/min]
Utahovací moment senzoru	20	[Nm]
Hmotnost (bez konektoru)	30	[g]

Tab. 2 Parametry snímače tlaku ve výfuku

Pro měření tlaku v sání motoru byl rovněž použit snímač značky Kistler. V tomto případě šlo o piezoresistivní snímač s označením 4007BA5FS, který je vhodný pro použití do teplot 200 °C. Pro měření teplot nasávané vzduchu je tedy dostačující. Tento Snímač se upevňuje do sacího potrubí pomocí závitu M5x0,5. Další informace o snímači jsou v tabulce Tab. 33.

Typ 4007BA5FS	hodnota	Jednotka
Měřicí rozsah	0 až 5	[bar]
Přetížení	15	[bar]
Napájení	1	[mA]
Výstupní signál	0 až 10	[V]
Citlivost	2	[V/bar]
Teplota senzoru min/max	-40/200	[°C]
Vlastní frekvence	>100	[kHz]
Upínací moment senzoru	1,5 až 2,5	[Nm]
Hmotnost (bez konektoru)	50	[g]

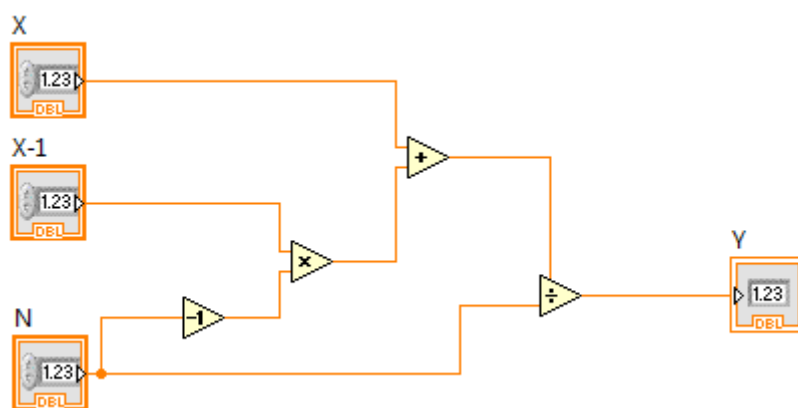
Tab. 3 Parametry snímače tlaku v sání

Měření teplot v sání i výfuku probíhalo pomocí termočlánků typu K s označením MTC 11. Tyto termočlánky od společnosti Mavis jsou vhodné pro použití do teplot 1150 °C. Z důvodu odolávání vysokým teplotám je použitým materiálem Inconel 600. Pro měření průtoku vzduchu byl zvolen průtokoměr značky SuperFlow.

6.3 SYSTÉM PRO ZPRACOVÁNÍ DAT

Pro snadné odečítání naměřených hodnot z testovací stanice byl vytvořen program v grafickém programovatelném prostředí programu LabVIEW. Načítaná data z měřících zařízení jsou převáděna do požadovaných jednotek a následně pomocí exponenciálního filtru filtrována.

Funkce filtru je zobrazena pomocí schématu na obrázku Obr. 36. Hodnota N je stupeň exponenciálního filtru, který může být nastaven uživatelem programu. Každá nově načtená hodnota je sečtena s hodnotou předchozí, přičemž každá z nich má vlastní váhu. Ta je určena stupněm filtrace N . V běžných případech má předchozí hodnota vyšší váhu. Díky tomu dojde k potlačení náhlých změn. Následně dojde k podělení součtu těchto vážených hodnot příslušným číslem stejně, jak je tomu u běžného výpočtu váženého průměru.



Obr. 36 Schéma exponenciálního filtru dat

V příloze této práce je kompletní schéma programu pro vyčítání hodnot ze snímačů. Data ze snímačů jsou načítána ze sítě Ethernetu na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství s frekvencí 1 kHz, pomocí příkazu *Read Variable Function*. Z tohoto souboru dat jsou následně vybrány příslušné hodnoty a ty pomocí koeficientů převedeny do požadovaných jednotek. Pro načítání hodnot je frekvence 1 kHz dostatečná, přičemž nedochází k přílišnému zatěžování výpočetní techniky. Před zobrazením hodnot dojde k jejich filtraci, která již byla zmíněna v předchozím odstavci. Zobrazení dat je realizováno pomocí grafů i číselných hodnot. Pro přehlednost jsou hodnoty zobrazeny v příslušných místech na obrázku testovací stanice. Mezi měřenými daty jsou například tlak motorového oleje, tlak nasávaného vzduchu, teplota spalín před a za turbodmychadlem, teplota nasávaného vzduchu, točivý moment motoru, otáčky motoru, nebo teplota chladicí kapaliny motoru.



ZÁVĚR

Dle zadání diplomové práce bylo vytvořeno krátké shrnutí základních poznatků o přeplňování spalovacích motorů a pomocí vzorců poukázáno na jeho princip. V podkapitole 1.1 je vliv přeplňování na Ottův a Sabateho cyklus rovněž zobrazen pomocí p – V diagramů. Následující kapitoly obsahují stručný popis konstrukce turbodmychadel. V části věnované jejich regulaci (podkapitola 2.4) jsou popsány funkce různých regulačních komponent. U současných turbodmychadel je k regulaci nejčastěji používán obtokový ventil (podkapitola 2.4.1), nebo technologie natáčení rozváděcích lopatek (Obr. 7). Turbodmychadla zážehových motorů bývají z důvodu vysokých teplot výfukových plynů chlazena kapalinou. Tomuto tématu se věnuje podkapitola 2.5.

Hlavním tématem této práce je testování turbodmychadel. Z toho důvodu je kapitola 3, s názvem Testování, zaměřena na nejčastější závady, které se u turbodmychadel vyskytují, možné příčiny těchto závad a na nejčastější metodiky testování. Samotné testy většinou simulují extrémní namáhání turbodmychadla, aby bylo možné odhalit všechny závady, které se mohou během skutečného provozu vyskytnout. Jedním z testů, kterému je nutné turbodmychadlo podrobit, je například Start-stop test (podkapitola 3.5). Často diskutovaná technologie automatického vypínání motoru při zastavení vozidla je potenciální hrozbou pro součásti, které jsou citlivé na dostatečné chlazení a mazání. Mezi takové součásti patří právě turbodmychadla. Druhá generace systému Star-stop, který vypíná nezátížený motor i během jízdy, je stejně jako první generace vybavena pojistkou, která nedovolí vypnutí motoru v případě, kdy má turbodmychadlo příliš vysokou teplotu. Selháním této pojistky ale může dojít k totální destrukci turbodmychadla. Právě tento případ Start-stop test simuluje. Dalším důvodem testování je získání potřebných údajů pro vytvoření charakteristik turbodmychadla. Těmi jsou tzv. kompresorové a turbínové mapy, které slouží k vhodné aplikaci turbodmychadla na konkrétní motor.

Součástí rešeršní části je rovněž popis testovací stanice, která místo motoru využívá jako zdroj spalín plynovou jednotku. Jedná se o tzv. Gas stand. Podrobný popis konstrukce a funkce takovéto stanice, který byl poskytnut společností Kratzer Automation, se nachází v podkapitole 3.7.

Postup při praktické části je popsán v kapitole 6. Po vytvoření několika návrhů stanice byl po konzultaci vybrán ten nejvhodnější a ten byl dále za využití modální analýzy modifikován. Stanice je svařena z ocelových čtvercových uzavřených profilů o straně 50 mm a tloušťce stěny 3 mm. Příruba pro uchycení turbodmychadla je vyrobena z nerezového plechu. Příslušné části příruby a redukce pro uchycení turbodmychadla do sebe díky odsazení pasují. Tím je zajištěna souosost těchto komponent. Poté jsou tyto části sevřeny pomocí kleštin, které jsou k sobě svírány šesti šrouby M12. Při konstrukci bylo průběžně simulováno namáhání stanice vlivem vibrací způsobených rotací rotoru turbodmychadla. Okrajové podmínky a ukázka výsledků modální analýzy jsou v podkapitole 6.1. Optimalizace konstrukce byla nutná zejména pro zpřesnění výsledků měření hluku turbodmychadla. V případě kmitání částí konstrukce by vznikl nežádoucí hluk. Právě vibracím a hluku se věnují kapitoly 4 a 5, které shrnují základní poznatky o těchto tématech.

Po vytvoření výkresové dokumentace, byl objednán materiál pro výrobu. Následně byla konstrukce z jednotlivých dílů svařena. Během těchto prací probíhala příprava softwaru pro zpracování naměřených dat. Na sestavení struktury blokových diagramů v softwaru Labview



jsem spolupracoval s Filipem Šebestou, který v rámci své diplomové práce rovněž pracoval na zprovoznění měřicího stanoviště pro bezdovukovou komoru. Jeho hlavním úkolem byla příprava softwaru a samotné měření dat, zatímco já jsem se věnoval především konstrukčnímu řešení stanice. Příprava softwaru probíhala s využitím dat z motoru, který byl dlouhodobě testován na motorové brzdě v laboratořích Ústavu automobilního a dopravního inženýrství.

V podkapitole 6.3 je stručně popsán způsob fungování programu pro vyhodnocování naměřených dat. Všechna data jsou zkorigována do příslušných jednotek. Uživatel rovněž může zvolit stupeň filtrování dat, pro odstranění nežádoucích výkyvů, které mohou být způsobeny chybou snímače, nebo krátkodobou změnou okrajových podmínek. Při případném zapojení dalších snímačů lze strukturu blokových diagramů jednoduše editovat a načítat další data. Jejich množství je omezeno počtem měřících karet.

Pro vývoj turbodmychadel je jejich testování jednou z nejvýznamnějších činností výzkumu. Ke zlepšení jejich vlastností a tím i jejich účinnosti vede dle mého názoru několik cest. Jednou z nich je vývoj materiálů pro jednotlivé komponenty. V případě rotoru je požadavek na snížení hmotnosti, ale zároveň zachování, či dokonce zlepšení pevnostních parametrů. Snížením momentu setrvačnosti rotoru, vlivem snížení hmotnosti, dojde ke zlepšení reakce motoru na plynový pedál. Z toho důvodu se u některých typů kombinovaného přepřňování využívají turbodmychadla o rozdílných velikostech. Další možností zlepšení vlastností, zejména odolnosti turbodmychadla, je vývoj mazacích olejů, které jsou ve spalovacích motorech použity. U současných olejů hrozí při vysokých teplotách jejich znehodnocení a tím i poškození turbodmychadla.

Postupně byly splněny všechny body zadání.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HIERETH, Hermann a Peter PRENNINGER. *Charging the Internal Combustion Engine*. Wien: Springer Vienna, 2007. ISBN 978-321-1330-333.
- [2] KLIMENT, Vladimír. *Naftový motor přepřínovaný turbodmychadlem*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1989. 312 s.
- [3] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Vyd. 3., přeprac. /. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, 284 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-2409-5.
- [4] HEISLER, Heinz. *Advanced engine technology*. Warrendale: SAE International, 1995, ix, 794 s. ISBN 15-609-1734-2.
- [5] Borg Warner EFR. *Pure Tuning* [online]. 2011 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://pure-tuning.com/blog/?p=257>
- [6] Turbo bearings. In: *Powerstroke* [online]. 2010 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.powerstroke.org/forum/6-0-motor-problems/155228-turbo-bearings-some-confusion.html>
- [7] Princip turbodmychadla. *Flexamiauto* [online]. 2014 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.flexamiauto.cz/teorie/>
- [8] News. *SuperStreet* [online]. 2010 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.superstreetonline.com/features/news/eurp-1011-turbosmart-comp-gate40-wastegate/>
- [9] *Compi s.r.l.: products* [online]. 2015 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.com-p-i.com/products/>
- [10] HOFMANN, Karel. Alternativní pohony. Studijní opory, VUT FSI Brno, 2003, 73s.-kostrukce turodmychadel
- [11] EPURAN, Ionut. BOV. In: *Autosaga* [online]. 2010 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.autosaga.ro/lectia-auto/blow-off-valve.html>
- [12] *SJM Autotechnik* [online]. 2010 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: http://www.sjmautotechnik.com/trouble_shooting/turbo.html
- [13] EngineTech. In: *Speedtalk* [online]. 2013 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://speedtalk.com/forum/viewtopic.php?f=1&t=37025>
- [14] OCHS, Andreas. KRATZER AUTOMATION. *TEST BENCHES FOR TURBOCHARGERS*. Mnichov, 2014.
- [15] Development, Matching and Testing. *BorgWarner* [online]. 2015 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.turbos.borgwarner.com/en/products/turbochargerDevelopment.aspx>



- [16] *Turbodirect: Inside A Precision 6262 Turbocharger* [online]. [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: http://www.turbodirect.co.za/site/index.php?option=com_content&view=category&layout=blog&id=26&Itemid=20
- [17] KNOP, Tomáš. *Měření a výkonnostní charakteristiky turbodmychadel*. Brno, 2013. Bakalářská práce. Mendelova univerzita v Brně. Vedoucí práce prof. Ing. Jan Mareček, DrSc.
- [18] Damage to the turbocharger. *STK Turbo Technik* [online]. 2015 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://en.turbolader.net/Technology/Failure-Diagnosis.aspx>
- [19] History. *Kratzer Automation* [online]. 2015 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.kratzer-automation.com/en/company/history/>
- [20] *MTZ: Motortechnische Zeitschrift* [online]. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2009 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.mtz-worldwide.com/index.php?issueId=589&smart42SID=uu04qp1oki4fprqmahdtoul3l1>
- [21] SCHAUER, Pavel. Mechanické kmity. In: *Doplňkové texty BB01* [online]. 2010 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: http://fyzika.fce.vutbr.cz/doc/vyuka_schauer/mechanicke_kmity.pdf
- [22] HALLIDAY, David, Robert RESNICK a Jearl WALKER. *Fyzika*. 2. přeprac. vyd. Editor Petr Dub. Brno: VUTIUM, c2013, 1 sv. (různé stránkování). Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-4123-1.
- [23] ŠEVČÍK, Radek. Kmitání. *Fyzika* [online]. 2004 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://mog.wz.cz/fyzika/2rocnik/kap305.htm>
- [24] *Automa: časopis pro automatizační techniku*. Praha: FCC Public, 2010, č. 1. ISSN 1210-9592. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/res/pdf/40375.pdf>
- [25] Omega. *Proximity Sensors* [online]. 2015 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.omega.com/pptst/PRX102.html>
- [26] SMETANA, Ctirad. *Hluk a vibrace. Měření a hodnocení*. 1. vyd. Praha: Sdělovací technika, 1998, 188 s. ISBN 80-901-9362-5.
- [27] MIŠUN, Vojtěch. *Vibrace a hluk*. Vyd. 2. / . Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2005, 177 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-3060-5.
- [28] Sound waves. *Mediacollege* [online]. 2012 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.mediacollege.com/audio/01/sound-waves.html>
- [29] BENESTY, Jacob, J CHEN a Yiteng HUANG. *Microphone array signal processing*. Berlin: Springer, c2008, x, 240 p. ISBN 9783540786122-.



SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN

Symbol	Jednotka	Veličina
A	<i>m</i>	<i>amplituda</i>
b	-	<i>útlum</i>
E	<i>J</i>	<i>energie</i>
f	<i>Hz</i>	<i>frekvence</i>
F	<i>N</i>	<i>síla</i>
H _u	<i>kJ.kg⁻¹</i>	<i>spodní výhřevnost paliva</i>
i	<i>ot</i>	<i>počet otáček motoru na jeden cyklus</i>
I	<i>W.m⁻²</i>	<i>akustická intenzita</i>
k	<i>N.m⁻¹</i>	<i>tuhost</i>
L	<i>kg_L.kg_p⁻¹</i>	<i>potřebné množství vzduchu pro spálení 1kg paliva</i>
L _p	<i>dB</i>	<i>hladina akustického tlaku</i>
L _w	<i>dB</i>	<i>hladina akustického výkonu</i>
L _I	<i>dB</i>	<i>hladina akustické intenzity</i>
m	<i>kg</i>	<i>hmotnost</i>
\dot{m}_p	<i>kg.s⁻¹</i>	<i>hmotnostní průtok</i>
n	<i>min⁻¹, ot/min</i>	<i>otáčky</i>
N	-	<i>stupeň exponenciální filtrace</i>
p	<i>Pa</i>	<i>tlak</i>
P	<i>kW</i>	<i>výkon motoru</i>
Q	<i>J</i>	<i>teplo</i>
r _s	<i>J.kg⁻¹.K⁻¹</i>	<i>měrná plynová konstanta pro vzduch</i>
R	<i>N</i>	<i>odpor</i>
R _{ab}	-	<i>křížová korelace</i>
t	<i>s</i>	<i>čas</i>
T	<i>K, s</i>	<i>teplota, perioda</i>
v	<i>m.s⁻¹</i>	<i>rychlost</i>
V	<i>m³</i>	<i>objem</i>
W	<i>W</i>	<i>akustický výkon</i>
x	<i>m</i>	<i>posun</i>
Λ	-	<i>logaritmický dekrement</i>



Symbol	Jednotka	Veličina
α	l	<i>stupeň vypláchnutí spalovacího prostoru</i>
δ	s^{-1}	<i>součinitel tlumení</i>
ε	l	<i>kompresní poměr</i>
η	l	<i>účinnost</i>
λ	l	<i>součinitel přebytku vzduchu</i>
ρ	$kg.m^{-3}$	<i>hustota</i>
τ	s	<i>časový posun</i>
ω	$s^{-1}, rad.s^{-1}$	<i>úhlová frekvence</i>
ϕ	$^{\circ}, rad$	<i>fáze</i>

INDEXY

Stav	Symbol
<i>počáteční</i>	0
<i>direktivní</i>	D
<i>efektivní</i>	e
<i>kinetická</i>	k
<i>mechanická</i>	m
<i>přivedené</i>	P
<i>potenciální</i>	p
<i>sání motoru</i>	s
<i>teoretické, tlumící</i>	t
<i>vzduch</i>	v
<i>zdvihový</i>	z
<i>plnicí</i>	pl



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1	Výsledky modální analýzy
Příloha 2	Struktura blokových diagramů měřicího softwaru
Příloha 3	Hlavní rozměry testovací lavice



Mód	Frekvence [Hz]
1	43,3
2	99,3
3	161,9
4	189,7
5	212,8
6	245,0
7	257,3
8	294,3
9	319,3
10	326,0
11	345,6
12	346,7
13	355,1
14	364,2
15	381,8
16	394,8
17	404,8
18	406,9
19	412,8
20	431,6
21	435,4
22	439,9
23	447,7
24	449,2
25	473,7
26	495,2
27	506,3
28	516,1
29	518,7
30	521,7
31	529,6
32	546,1
33	557,9
34	562,6
35	576,2
36	618,5
37	648,5
38	678,7
39	699,3
40	718,0
41	741,0
42	777,3
43	797,1
44	819,0
45	846,6
46	904,8
47	915,9
48	957,4
49	966,2
50	1024,5
51	1036,0
52	1052,7
53	1077,3
54	1103,4

Mód	Frekvence [Hz]
55	1110,0
56	1119,6
57	1137,0
58	1154,6
59	1163,5
60	1173,7
61	1178,6
62	1196,8
63	1203,6
64	1221,5
65	1232,6
66	1259,8
67	1264,8
68	1272,4
69	1274,9
70	1295,7
71	1313,2
72	1321,0
73	1330,1
74	1342,2
75	1371,0
76	1372,9
77	1388,8
78	1398,4
79	1406,7
80	1410,0
81	1412,8
82	1442,1
83	1450,5
84	1460,5
85	1479,1
86	1506,3
87	1519,2
88	1535,3
89	1541,4
90	1559,9
91	1583,7
92	1619,7
93	1647,3
94	1656,9
95	1670,9
96	1674,6
97	1685,9
98	1687,5
99	1695,0
100	1720,3
101	1735,0
102	1740,7
103	1742,7
104	1744,2
105	1749,2
106	1763,7
107	1786,3
108	1822,8

Mód	Frekvence [Hz]
109	1830,6
110	1848,6
111	1888,7
112	1913,2
113	1928,7
114	1954,7
115	1956,4
116	1974,1
117	1988,7
118	1997,5
119	2002,6
120	2009,8
121	2032,1
122	2033,6
123	2060,8
124	2092,9
125	2118,2
126	2139,1
127	2148,9
128	2160,5
129	2192,4
130	2199,1
131	2221,2
132	2238,4
133	2241,4
134	2259,2
135	2314,0
136	2338,3
137	2351,0
138	2361,6
139	2383,2
140	2388,0
141	2402,7
142	2403,5
143	2413,1
144	2443,1
145	2456,4
146	2472,8
147	2478,9
148	2484,8
149	2499,4
150	2502,8
151	2506,3
152	2509,3
153	2516,2
154	2524,4
155	2535,2
156	2542,1
157	2555,2
158	2558,9
159	2567,0
160	2583,3
161	2586,6
162	2594,5

